



TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH *BLADE SETTING*
ANGLE 30° DAN 60° BERPROFIL *FLAT PLATE*
TERHADAP KARAKTERISTIK KERJA AXIAL FAN
120MM**

**ADITIA SYAMPUTRA TANJUNG
NRP 2111 100 083**

**Dosen Pembimbing
Nur Ikhwan, ST., M.Eng.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015**



FINAL PROJECT - TM141585

**EXPERIMENTAL STUDY THE EFFECTS OF BLADE
SETTING ANGLE 30° AND 60° WITH FLAT
PLATE PROFILE IN WORKING CHARACTERISTIC
CURVE OF AXIAL FAN 120MM**

**ADITIA SYAMPUTRA TANJUNG
NRP 2111 100 083**

**Advisor
Nur Ikhwan, ST., M.Eng.**

**DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015**

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH BLADE SETTING
ANGLE 30° DAN 60° BERPROFIL FLAT PLATE
TERHADAP KARAKTERISTIK KERJA AXIAL FAN
120MM**

TUGAS AKHIR

**Diajukan Sebagai Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh

**ADITIA SYAMPUTRA TANJUNG
NRP.2111 100 083**

Nur Ikhwan, ST, M.Eng
(NIP. 196709151995121001)

.....(Pembimbing)

Prof. Ir.Sutardi, M.Eng, Ph.D
(NIP. 196412281990031002)

.....(Penguji I)

Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT
(NIP.197104051997021001)

.....(Penguji II)

Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, Ph.D.
(NIP.197512062005011002)

.....(Penguji III)

**SURABAYA
Juli 2015**

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH *BLADE SETTING*
ANGLE 30° DAN 60° BERPROFIL FLAT PLATE
TERHADAP KARAKTERISTIK KERJA AXIAL FAN
120MM**

Nama : Aditia Syamputra Tanjung
NRP : 2111 100 083
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Nur Ikhwan, ST., M.Eng.

Abstrak

Fan merupakan salah satu mesin fluida yang didesain untuk mengalirkan fluida dari satu tempat ke tempat lain dalam fase gas seperti udara. Prinsip dasar dari cara kerja fan adalah dengan memanfaatkan gaya lift pada sudu sehingga menghasilkan perbedaan tekanan pada pipa hisap dan pipa tekan. Penggunaan fan hampir selalu digunakan pada setiap aspek kehidupan baik pada perkantoran, perumahan, maupun perindustrian. Penggunaan dari fan sangat beragam tergantung dari kebutuhan dan penggunaannya. Beberapa contoh dari penggunaan fan adalah menjaga suhu kerja peralatan, pemasok udara bakar dan ventilasi. Banyak modifikasi yang dilakukan pada fan untuk mendapatkan debit dan tekanan yang diinginkan beberapa caranya berupa penggunaan damper, menggunakan speed control dan dengan memodifikasi blade setting angle.

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh blade setting angle (θ) fan terhadap perubahan tekanan, debit, efisiensi dan menggambarkan kurva karakteristik utama fan untuk masing-masing blade setting angle. Data pengujian dapat digunakan sebagai validasi simulasi pada fan aksial. Pada penelitian ini akan digunakan 2 blade setting angle yaitu 30° dan 60° dengan jumlah sudu 7 buah. Profil dari sudu yang digunakan

adalah flat plate. Fan yang digunakan berukuran 120mm dan digunakan untuk menjaga suhu kerja peralatan elektronik. Pengujian ini menggunakan standart AMCA 210 dengan instalasi “Outlet Duct Setup”. Metode yang digunakan dalam penelitian ini yaitu melakukan eksperimen dengan mengambil data langsung dari alat uji, dan perhitungan teoritis dengan rumus yang sudah ada.

Hasil yang didapat ketika fan diuji pada kecepatan putaran yang sama dengan variasi blade setting angle terdapat perbedaan. Blade setting angle 30° mempunyai tekanan maksimal, debit maksimal serta efisiensi yang lebih baik dibandingkan blade setting angle 60° . Ada syarat desain yang tidak terpenuhi pada blade setting angle 60° , yaitu dibutuhkan kontur kecepatan dan tekanan yang uniform di tiap sisi fan agar tidak terjadi aliran balik. Pada kurva karakteristik kerja, semakin besar debit maka tekanan yang terjadi akan turun. Demikian juga pada kurva karakteristik utama, dengan meningkatnya kecepatan putaran akan menaikkan tekanan statis secara linear dan debit secara polinomial derajat dua. Flow coefficient akan naik seiring dengan bertambahnya kecepatan putar, ini menyebabkan debit maksimal akan semakin besar.

Kata kunci: *blade setting angle, flat plate, flow coefficient, fan aksial*

EXPERIMENTAL STUDY THE EFFECTS OF BLADE SETTING ANGLE 30° AND 60° WITH FLAT PLATE PROFILE IN WORKING CHARACTERISTIC CURVE OF AXIAL FAN 120MM

Name : Aditia Syamputra Tanjung
NRP : 2111 100 083
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Advisor : Nur Ikhwan, ST., M.Eng

Abstract

Fan is one the fluid machinery that designed to move air from one place to another particularly in gas phase. The fundamental theory used the lift and drag force to make the pressure difference along the section. Fan is commonly used in life aspects, for instance, industries, households or buildings. The use of fan depends on what it aims to, such as maintain the machine temperature, air supply and ventilation. There are many fan modifications to change the characteristic in flow rate and pressure for fulfilled the need. Some of the terms are using damper, speed control and setting the blade angle.

This research conducted to find the effects of blade setting angle (θ) fan in changes of pressure, flow rate and efficiency and graphed the main characteristic curve. The data taken from this research could be also used for validating the simulation of axial fan. This research used two variations of blade setting angle (30° and 60°) and the number blades are seven. The blade profile used was flat plate with 2mm in thickness, the fan dimension was 120mm and commonly used for maintain the server temperature. This experiment accorded AMCA 210 Standart with the outlet duct setup. The method used was comparing the data form experiment towards theoritical terms.

The result was blade setting angle 30° had a better pressure, maximal flow rate and efficiency that the 60°. There is a

constrain in designing, the velocity profile along the blade should be uniform. If this constrain does not fulfilled, there will be a flow-back phenomenon which happened in blade setting angle 60° . This phenomenon caused the efficiency of fan dropped dramatically. In characteristic curve, the increasing of flowrate tend to make the pressure low. Meanwhile the increasing of fan rotation made the static pressure increased linearly. Furthermore, flow coefficient will be increased too and so did with the maximal flow rate.

Keyword: axial fan, blade setting angle, flat plate, flow coefficient

KATA PENGANTAR

Syukur alhamdulillah kami panjatkan kehadiran Allah SWT atas karunia-Nya sehingga penulisan Tugas Akhir ini dapat diselesaikan. Sholawat serta salam senantiasa tercurah kepada Nabi Muhammad SAW.

Tugas Akhir ini merupakan persyaratan untuk memperoleh gelar sarjana teknik bidang studi Koversi Energi jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis mengucapkan terima-kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Ayahanda serta ibunda tercinta, Syamsuddin Tanjung dan Tri Irawati yang selalu mendukung penuh segala aktivitas selama perkuliahan.
2. Nur Ikhwan, S.T., M.Sc. selaku dosen pembimbing Tugas Akhir, dosen wali dan dosen pembimbing kerja praktek yang telah memberikan arahan dan petunjuk mengenai penulisan Tugas Akhir serta perkuliahan.
3. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, Ph.D, Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT dan Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, Ph.D., sebagai dosen penguji yang telah memberikan arahan dan petunjuk yang sangat berarti dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
4. Teman-teman dari Mesin ITS Autosport yang sangat dibanggakan, terutama pada MAUT 11 atas kerjasamanya selama menjabat.
5. Teman-teman kosan Marina, yang selalu ada tiap saat. *See you on top, guys!*
6. Keluarga dari laboratorium Mekanika Fluida, beserta teman-teman asisten.
7. Pak Nur, Pak Tris, Cak Bud, Cak To, Pak Noh, Bu Sri, dan Mbak Sri serta seluruh karyawan Teknik Mesin ITS lainnya, yang selalu dengan senyum ramahnya memberikan bantuan dan semangat untuk penulis.

8. Pihak-pihak lain yang tidak dapat penulis sebut satu-persatu.

Tugas Akhir ini masih sangat jauh dari sempurna, kritik dan saran yang dapat menyempurnakan penyusunan Tugas Akhir sangat diperlukan. Semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan dan teknologi.

Surabaya, 30 Juni 2015

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
HALAMAN PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR SIMBOL	xiv
 BAB I PENDAHULUAN	 1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Perancangan	2
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Manfaat Perancangan	3
 BAB II DASAR TEORI	 5
2.1 Hukum Bernoulli	5
2.2 Pengertian dan Klasifikasi Fan	7
2.2.1 Fan Sentrifugal	8
2.2.2 Fan Aksial	9
2.2.2.1 <i>Propeller Fan</i>	11
2.2.2.2 <i>Tubeaxial Fan</i>	11
2.2.2.3 <i>Vaneaxial Fan</i>	12
2.2.2.2 <i>Two-stage Axial Flow Fan</i>	13
2.3 <i>Cascade</i> Dua Dimensi	14
2.4 Gaya Angkat dan Gaya Tahanan	16
2.5 Performan Fan dan Sistem Operasi	18
2.5.1 Karakteristik Fan	18
2.6 Hukum Fan	21
2.7 Perhitungan Peforma Fan	21
2.7.1 Perubahan Tekanan Total Pengujian	21

2.7.2 Menentukan Debit Aliran	24
2.7.3 Menentukan Daya Kerja Fan	25
2.7.4 Menentukan Daya Kerja Fan	25
2.7.5 Menentukan Efisiensi Fan.....	25
2.8 Kerugian-kerugian pada Fan	26
2.8.1 Kerugian Rotor.....	27
2.8.2 Kerugian <i>Swirl</i>	28
2.9 Penelitian Terdahulu.....	29
BAB III METODE PENELITIAN	31
3.1 Skema Penelitian	31
3.2 Peralatan dan Alat Bantu Ukur	32
3.2.1 Sistem Fan.....	32
3.2.2 Fan	33
3.2.3 <i>Controller</i> dan <i>Power Supply</i>	34
3.2.4 Alat Ukur	35
3.3 Peralatan dan Alat Bantu Ukur	32
3.3.1 Kalibrasi Transduser Tekanan dan Data Aquisisi	32
3.3.1.1 Alat yang Digunakan.....	38
3.3.1.2 Langkah-langkah Kalibrasi	38
3.3.1.3 Langkah-langkah Pengujian.....	39
3.4 Diagram Alir Penelitian.....	41
3.4.1 Diagram Alir Penelitian	41
3.4.2 Diagram Alir Pengujian	42
3.4.3 Diagram Alir Perhitungan Teoritis	43
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	45
4.1 Contoh Perhitungan	45
4.1.1 Perhitungan Tekanan Total Eksperimen dan Efisiensi	45
4.1.2 Perhitungan Tekanan Teoritis	49
4.2 Analisa Grafik dan Pembahasan	50
4.2.1 Analisis Grafik Karakteristik Kerja <i>Blade Setting</i> <i>Angle</i> 30° dengan Variasi Kecepatan Putaran	50
4.2.2 Analisis Grafik Karakteristik Kerja <i>Blade Setting</i> <i>Angle</i> 60° dengan Variasi Kecepatan Putaran	52

4.2 .3 Analisis Perbandingan Grafik Karakteristik Kerja pada <i>Blade Setting Angle</i> 30° dan 60°	54
4.2 .4 Analisis Perbandingan Grafik Karakteristik Kerja Teoritis dan Pengujian <i>Blade Setting Angle</i> 30°	56
4.2 .5 Analisis Perbandingan Grafik Karakteristik Kerja Teoritis dan Pengujian <i>Blade Setting Angle</i> 60°	57
4.2.6 Analisis Grafik <i>Flow Coefficient</i> Terhadap Kecepatan Putaran	59
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	63
5.1 Kesimpulan	63
5.2 Saran	64
DAFTAR PUSTAKA	65
LAMPIRAN	67



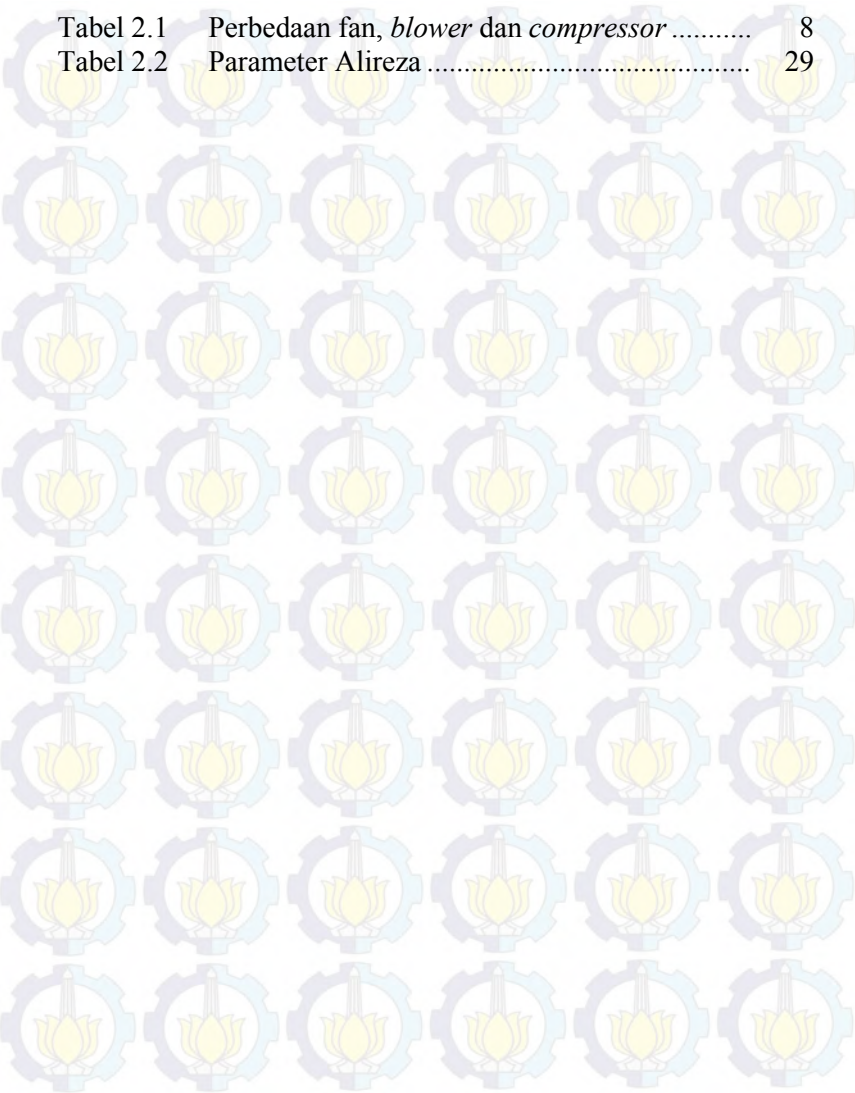
DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Aliran Fluida pada Saluran.....	5
Gambar 2.2	Hukum Kontinuitas	6
Gambar 2.3	Fan Sentrifugal	9
Gambar 2.4	Tekanan Statis pada Jenis Fan Aksial	10
Gambar 2.5	Perbandingan Mekanis Fan Aksial	10
Gambar 2.6	<i>Propeller Fan</i>	11
Gambar 2.7	<i>Tubeaxial Fan</i>	12
Gambar 2.8	<i>Vaneaxial Fan</i>	13
Gambar 2.9	<i>Two-stage Axial Flow Fan</i>	13
Gambar 2.10	Segitiga Kecepatan pada Sudu Gerak Fan	14
Gambar 2.11	Gaya <i>Lift</i> dan <i>Drag</i> pada <i>Airfoil</i>	17
Gambar 2.12	<i>Coefficient Drag</i> dan <i>Lift Terhadap Angle of Incidence</i> ($Re = 3,14 \times 10^5$).....	18
Gambar 2.13	Kurva Karakteristik Kerja Fan Aksial.....	19
Gambar 2.14	Kondisi <i>Stall</i>	20
Gambar 2.15	Kurva Fan Variasi <i>Blade Setting Angle</i>	20
Gambar 2.16	Hukum pada Fan.....	21
Gambar 2.17	Konstruksi Fan	29
Gambar 2.18	Grafik <i>Blade Setting Angle VS Flow Coefficient</i>	30
Gambar 3.1	AMCA 210 <i>Outlet Duct Setup</i>	31
Gambar 3.2	Skema Penelitian (dalam mm)	32
Gambar 3.3	Sistem Fan <i>Ducting</i>	32
Gambar 3.4	<i>Disc Throttle</i>	32
Gambar 3.5	<i>Flow Straightener</i>	33
Gambar 3.6	Spesifikasi Fan	33
Gambar 3.7	Rancangan dan Modifikasi Fan (dalam mm)	34
Gambar 3.8	<i>Controller</i> dan <i>Power Supply</i>	34
Gambar 3.9	<i>Laser tachometer</i>	35
Gambar 3.10	<i>Multimeter</i>	36
Gambar 3.11	<i>Pitot Tube</i> dan <i>Wall Pressure Tap</i>	36
Gambar 3.12	<i>Inclined Manometer</i>	37
Gambar 3.13	<i>Pressure transducer</i> dan DAQ.....	38

Gambar 3.14	Grafik Kalibrasi	39
Gambar 3.15	Titik Pengambilan Data Berdasarkan AMCA 210	40
Gambar 3.16	Diagram Alir Penelitian	41
Gambar 3.17	Diagram Alir Pengujian.....	42
Gambar 3.18	Diagram Alir Perhitungan Teoritis.....	43
Gambar 4.1	Karakteristik Kerja <i>Blade Setting Angle</i> 30° ..	51
Gambar 4.2	Karakteristik Kerja <i>Blade Setting Angle</i> 60° ..	52
Gambar 4.3	<i>Uniform Velocity</i> dan <i>Blade Setting Angle</i> Fan	54
Gambar 4.4	Grafik Karakteristik Kerja Perbandingan <i>Blade Setting Angle</i> 30° dan 60°	55
Gambar 4.5	Grafik Karakteristik Kerja Perbandingan Teoritis <i>Blade Setting Angle</i> 30°	56
Gambar 4.6	Grafik Karakteristik Kerja Perbandingan Teoritis <i>Blade Setting Angle</i> 60	58
Gambar 4.7	Hasil Simulasi Alireza ^[5] pada <i>Blade Setting</i> <i>Angle</i> 60°	59
Gambar 4.8	Grafik <i>flow coefficient</i> terhadap kecepatan putaran.....	60
Gambar 4.9	Grafik Karakteristik Utama	61

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Perbedaan fan, <i>blower</i> dan <i>compressor</i>	8
Tabel 2.2	Parameter Alireza	29





DAFTAR SIMBOL

ρ	Massa jenis
v	Kecepatan aliran
A	Luas penampang
g	Percepatan gravitas
z	Ketinggian
p	Tekanan
W_1	Kecepatan relatif masuk
W_2	Kecepatan relatif keluar
U	Kecepatan peripheral
C_x	Kecepatan aksial
C_2	Kecepatan absolut keluar
C_{2u}	Kecepatan tangensial keluar
β_1	Sudut relatif fluida masuk
β_2	Sudut relative fluida keluar
c	Panjang <i>chord</i> sudu gerak
i	<i>Incidence angle</i>
θ	<i>Blade setting angle</i>
ϕ	<i>Flow coefficient</i>
ΔP_{th}	Perubahan tekanan teoritis
C_l	<i>Coefficient lift</i>
C_D	<i>Coefficient drag</i>
h_s	Perubahan ketinggian manometer karena tekanan statis
h_v	Perubahan ketinggian manometer karena tekanan dinamis
f	Koefisien gesekan
L_s	Panjang <i>straightner</i>
P_t	Tekanan total
μ	Viskositas absolut

Q	Debit aliran
C_D	<i>Coefficient drag</i>
\dot{W}	Daya
V	Tegangan
R	Hambatan
K_{th}	<i>Theoritical mean pressure coefficient</i>
γ	Rasio lift/drag
ϵ_s	<i>local swirl coefficient downstream of rotor</i>
K_{swirl}	<i>swirl pressure losses coefficient</i>

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Fan merupakan salah satu mesin fluida yang didesain untuk mengalirkan fluida dari satu tempat ke tempat lain dalam fase gas seperti udara. Cukup banyak aplikasi dari penggunaan fan pada rumah tangga, seperti pada alat pendingin ruangan, alat pengering, penghisap debu, kipas angin dan lainnya. Namun jika dilihat pada penggunaannya oleh industri, fan digunakan untuk menjaga suhu kerja suatu peralatan, mengatur *supply* udara pada proses pembakaran, pada alat penukar kalor dan sebagai ventilasi. Selain itu penggunaan fan cukup populer karena konstruksi cenderung sederhana dan kompak, dalam artian untuk proses instalasi tidak ditemukan banyak kesulitan.

Klasifikasi fan dibedakan melalui arah gerak dari fluidanya seperti fan aksial dan fan sentrifugal. Lalu jika dilihat lebih dalam pada fan aksial, biasanya dapat di klasifikasikan oleh peningkatan tekanan statis seperti *propeller fan*, *tube-axial fan*, *vane-axial fan* dan *two-stage axial flow fan*. *Propeller fan* adalah fan aksial yang paling kecil tekanan statisnya, sedangkan *two-stage axial flow fan* yang paling besar. Tiap klasifikasi dari fan mempunyai karakteristik masing-masing yang akan mempengaruhi penggunaannya nanti. Jika dibandingkan dengan jenis fan lain, maka fan aksial mempunyai karakteristik debit udara yang besar namun tekanan yang kecil. Maka dari itu banyak dilakukan modifikasi-modifikasi pada fan agar sesuai dengan penggunaannya. Untuk merubah variasi debit biasanya akan digunakan pengatur putaran mesin, *disc throttle*, atau derajat kemiringan sudu. Adapun modifikasi yang biasa di lakukan terkait pada dimensi dari kipas seperti jumlah sudu, kemiringan sudu, panjang sudu, bentuk sudu dan modifikasi lainnya.

Pada tugas akhir ini, saya melakukan pengujian karakteristik fan aksial di dalam pipa. Pengujian menggunakan fan aksial yang digunakan untuk menjaga suhu pada alat

elektronik dengan ukuran 120mm. Pengujian fan dilakukan dengan mengikuti AMCA *standard* 210. Variasi yang dilakukan adalah merubah sudut sudu yaitu pada sudut 30° dan 60°. Sehingga nantinya dapat dibandingkan pada efisiensi keseluruhan, efisiensi fan, dan karakteristik aliran pada tiap kecepatan.

I.2 Rumusan Masalah

Analisis dilakukan dengan cara teoritis dan eksperimen. Pada analisa teoritis digunakan dasar menggunakan segitiga kecepatan, sedangkan pada eksperimen dilakukan dengan melakukan pengambilan data pada alat uji. Sehingga masalah dapat disimpulkan sebagai berikut :

- a. Apakah dengan perubahan kecepatan menghasilkan perbedaan pada tekanan dan *flow rate* ?
- b. Bagaimanakah karakterisasi tekanan sebagai fungsi dari *flow rate* ?
- c. *Blade setting angle* manakah yang menghasilkan efisiensi keseluruhan yang lebih baik?

I.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dalam pengujian yang dilakukan adalah:

- a. Aliran fluida diasumsikan pada keadaan *incompressible* dan *steady*
- b. Tidak ada perpindahan panas yang terjadi
- c. Profil sudu merupakan *flat plate*
- d. *Blade setting angle* yang digunakan pada 30° dan 60°

I.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dalam pengujian yang dilakukan adalah:

- a. Mengetahui perubahan tekanan dan *flow rate* yang terjadi dengan adanya perubahan kecepatan putar
- b. Menggambarkan kurva tekanan yang terjadi sebagai fungsi dari *flow rate*

- c. Mengetahui dan membandingkan blade setting angle mana yang menghasilkan efisiensi lebih baik

1.5 Manfaat Penelitian

Beberapa manfaat dari penelitian ini adalah :

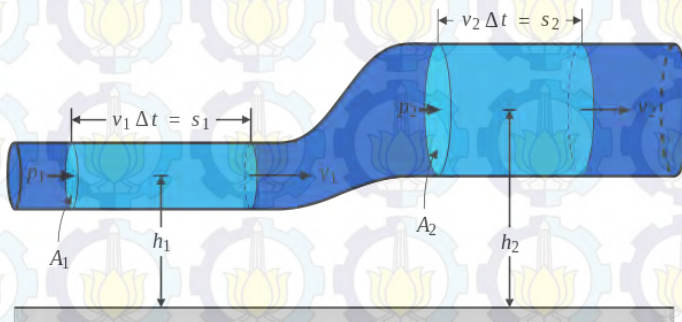
- a. Mengetahui perbandingan sudut masuk fan agar mendapat efisiensi yang lebih baik
- b. Menambah wacana dan literatur untuk mahasiswa pada fan aksial
- c. Sebagai validasi untuk melakukan simulasi fan aksial



BAB 2 DASAR TEORI

2.1 Hukum Bernoulli

Hukum Bernoulli merupakan hukum yang berlaku pada aliran fluida nonviskos. Hukum Bernoulli menyatakan bahwa jumlah energi pada suatu titik di dalam suatu aliran tertutup sama besarnya dengan jumlah energi di titik lain pada garis aliran yang sama. Oleh karena itu hukum Bernoulli dapat diturunkan dari persamaan kekekalan energi pada aliran fluida. Untuk menjelaskan penurunan hukum Bernoulli dari persamaan kekekalan energi pada aliran fluida maka diambil contoh aliran fluida incompressible pada saluran air yang memiliki luas penampang dan ketinggian yang bervariasi. Gambar 2.1 menunjukkan aliran fluida tersebut.



Gambar 2.1 Aliran Fluida pada Saluran.

Energi yang dimiliki oleh fluida terdiri dari energi kinetik, energi potensial dan energi akibat tekanan. Persamaan Bernoulli menyatakan jumlah total energi-energi tersebut selalu sama. Berdasarkan gambar 2.1 persamaan energi per satuan waktu akibat tekanan, kinetik dan potensial dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{E}_t = p A v \quad (2.1)$$

$$\dot{E}_k = \frac{1}{2} \rho (A v) v^2 \quad (2.2)$$

$$\dot{E}_p = \rho (A v) g z \quad (2.3)$$

Persamaan-persamaan berlaku untuk semua titik pada aliran fluida pada gambar 2.1. Persamaan kekekalan energi pada keadaan fluida 1 dan keadaan fluida 2 per satuan waktu dapat dinyatakan sebagai berikut:

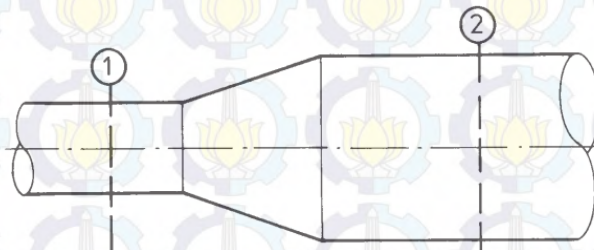
$$\dot{E}_{t1} + \dot{E}_{k1} + \dot{E}_{p1} = \dot{E}_{t2} + \dot{E}_{k2} + \dot{E}_{p2} \quad (2.4)$$

$$p_1 A_1 v_1 + \frac{1}{2} \rho (A_1 v_1) v_1^2 + \rho (A_1 v_1) g z_1 =$$

$$p_2 A_2 v_2 + \frac{1}{2} \rho (A_2 v_2) v_2^2 + \rho (A_2 v_2) g z_2 \quad (2.5)$$

Karena fluida bergerak dari 1 inlet menuju 1 outlet, dapat digunakan hukum kontinuitas. Rumus hukum kontinuitas adalah

$$(A_1 v_1 = A_2 v_2) \quad (2.6)$$



Gambar 2.2 Hukum Kontinuitas

Dengan menggunakan hukum kontinuitas, maka didapatkan debit air sama untuk keadaan fluida 1 dan 2 ($A_1 v_1 = A_2 v_2$) maka persamaan dapat disederhanakan menjadi:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 + \rho g z_1 = p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \rho g z_2 \quad (2.7)$$

Nilai masa jenis (ρ) pada keadaan fluida 1 dan keadaan fluida 2 sama. Oleh karena itu maka persamaan dapat dibagi dengan nilai masa jenis dan selang waktu yang sama sehingga persamaan tersebut dapat disederhanakan menjadi:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2} v_1^2 + g z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2} v_2^2 + g z_2 \quad (2.8)$$

Persamaan juga dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2} v_1^2 + g z_1 = \text{Constant} \quad (2.9)$$

dimana,

p = tekanan (kg/m.s^2)

A = area fluida (m^2)

v = kecepatan fluida (m/s)

ρ = densitas fluida (kg/m^3)

g = percepatan gravitasi (m/s^2)

z = ketinggian (m)

2.2 Pengertian dan Klasifikasi Fan

Fan merupakan salah satu mesin fluida yang didesain untuk mengalirkan fluida dari satu tempat ke tempat lain dalam fase gas seperti udara. Fan sendiri mempunyai kaitan yang cukup erat dengan *blower* dan *compressor*. The American Society of Mechanical Engineering (ASME) membedakan fan, *blower* dan *compressor* berdasarkan pada *specific pressure ratio* (p_d/p_s) yaitu

rasio tekanan pada sisi tekan dibandingkan dengan tekanan pada sisi hisap. Pembagiannya dapat dilihat pada tabel 2.1.

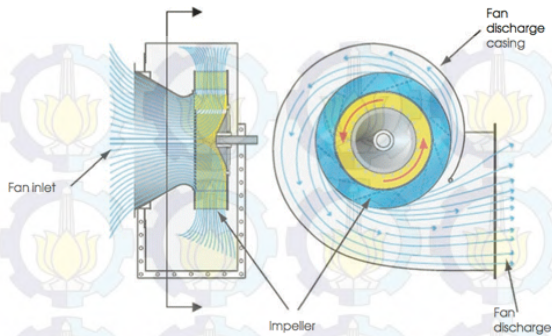
Tabel 2.1 Perbedaan Fan, *Blower* dan *Compressor*^[4]

Peralatan	<i>Specific Pressure Ratio</i>	<i>Pressure Rise (Pascal)</i>
Fan	<1.1	<1108
<i>Blower</i>	1.11 - 1.20	1108-20201
<i>Compressor</i>	>1.20	>20201

Dari tabel 2.1, dapat dilihat bahwa fan mempunyai *specific pressure ratio* yang paling kecil. Karakteristik lain dari fan walaupun memiliki tekanan yang kecil, namun mempunyai *flow rate* yang lebih besar. Lalu fan dapat dibagi melalui arah aliran udara masuk dan keluarnya yaitu fan sentrifugal dan fan aksial.

2.2.1 Fan Sentrifugal

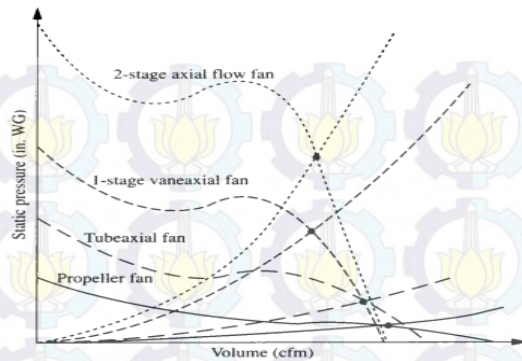
Fan sentrifugal menggunakan prinsip gaya sentrifugal untuk membangkitkan aliran fluida gas. Udara terhisap melalui sisi inlet yang berada di pusat putaran fan sentrifugal tersebut, lalu udara terdorong menjauhi poros kipas akibat adanya gaya sentrifugal dari sudu-sudu fan yang berputar. Pada ujung sudu-sudu fan kecepatan berubah menjadi tekanan, housing pada fan sentrifugal berguna untuk mengarahkan fluida dan mengkonversi sebagian tekanan dinamis ke tekanan statis melalui perubahan dari penampang pada arah gerak fluida. Pada debit aliran yang sama, fan sentrifugal dapat menghasilkan tekanan udara outlet yang lebih besar dibandingkan dengan fan aksial.



Gambar 2.3 Fan Sentrifugal

2.2.2 Fan Aksial

Fan aksial adalah fan yang aliran fluidanya masuk dan keluarnya segaris dengan porosnya secara aksial dengan fluidanya berfase gas. Fan aksial sering disebut dengan kipas atau *propeller fan*. Cara kerja fan aksial adalah dengan memanfaatkan gaya lift yang dihasilkan oleh sudu fan sehingga dapat mengalirkan fluida. Selain itu penggunaan fan aksial cukup populer karena konstruksi cenderung sederhana dan kompak, dalam artian untuk proses instalasi tidak ditemukan banyak kesulitan. Fan aksial diklasifikasikan berdasarkan kemampuannya dalam menaikkan tekanan statis, yaitu *propeller fan*, *tube-axial fan*, *vane-axial fan* dan *two-stage axial flow fan*. *Propeller fan* adalah fan aksial yang paling kecil tekanannya, sedangkan *two-stage axial flow fan* yang paling besar.



Gambar 2.4 Tekanan Statis pada Jenis Fan Aksial^[2]

Pada gambar 2.4, grafik didapatkan berdasarkan fan aksial pada diameter dan kecepatan yang sama. Pada kurva tekanan terlihat mempunyai bentuk yang cukup mirip tetapi mempunyai perbedaan tekanan yang besar. Jika dilihat pada *operating point*nya *propeller fan* dapat menghantarkan aliran fluida lebih banyak pada tekanan yang kecil, *tube-axial fan* menghantarkan lebih sedikit namun tekanannya naik. Pada *vane-axial fan* dan *two-stage axial flow fan* di debit aliran fluida yang sama, *two-stage axial flow fan* mempunyai tekanan yang lebih besar.

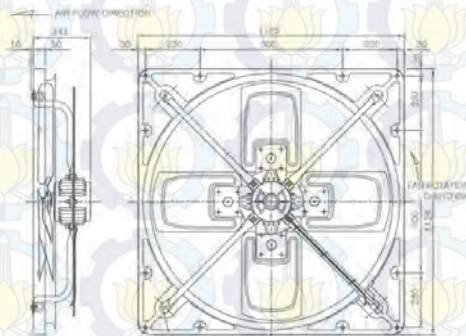
Type of fan	Propeller fan	Tubeaxial fan	Single-stage vaneaxial fan	Two-stage axial-flow fan
Casing	Mounting ring or Mounting panel	Short cylindrical housing	Cylindrical housing	Long cylindrical housing
Motor support	Inlet side of panel preferred	Inside housing, outlet side preferred	Inside housing, outlet side preferred	Inside housing, between the two stages
Guide vanes	None	None	Past fan wheel preferred	Between the two stages or none
Hub-tip ratio	0-40%	30-50%	45-80%	50-80%
SP (inWC)	0-1	½-2½	1-9	4-18
Maximum mechanical efficiency	70%	75%	90%	70%

Gambar 2.5 Perbandingan Mekanis Fan Aksial^[2]

Jika dilihat pada gambar 2.5, maka fan aksial yang memiliki efisiensi mekanis yang paling baik adalah *vane-axial fan* yaitu 90% lalu *tubeaxial fan* 75%, *two-stage axial fan* 70%, *propeller fan* 70 %.

2.2.2.1 Propeller Fan

Propeller fan adalah fan aksial yang paling sering digunakan. Penggunaannya dapat di jumpai pada industri, komersial, rumah tangga. Fan ini dapat membantu pembuangan panas dan gas yang korosif pada ruangan pabrik, laboratorium dan dapur. Beberapa keuntungan dari jenis ini adalah menghasilkan *airflow rate* yang besar tapi dengan tekanan kecil dan mempunyai konstruksi yang sederhana, namun relatif kurang efisien dan cenderung berisik. Seringkali motor langsung disambungkan pada fan atau menggunakan *belt*.

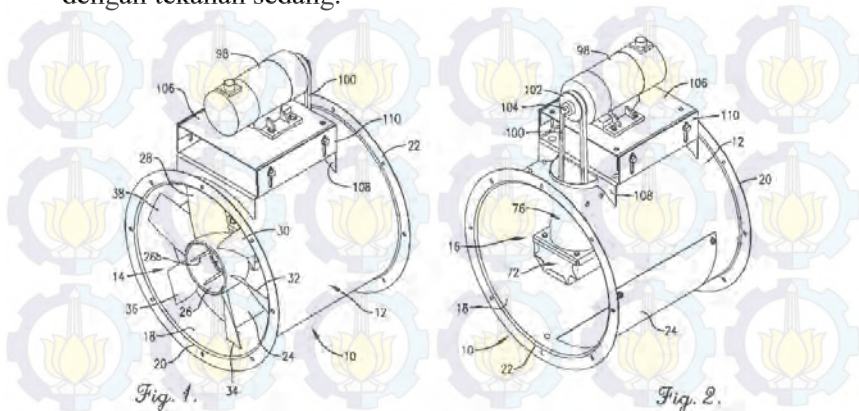


Gambar 2.6 Propeller Fan

2.2.2.2 Tubeaxial Fan

Fan ini mempunyai silinder sebagai penopangnya, sehingga baik digunakan pada keluaran dari saluran, apabila panjang saluran keluaran pendek dapat ditoleransi tetapi menyebabkan terjadinya *friction loss* lebih besar karena adanya *air spin*. Penggerak dari fan ini menggunakan sistem belt atau dengan motor langsung. Fan ini juga cocok untuk pembuangan

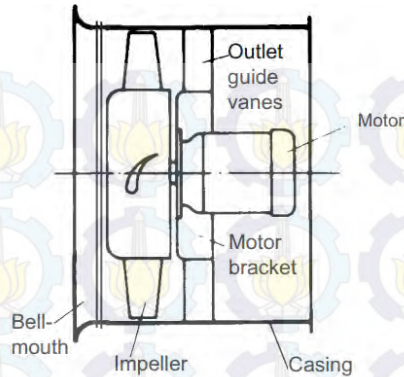
gas pada saluran pipa yang membutuhkan *flow rate* yang tinggi dengan tekanan sedang.



Gambar 2.7 Tubeaxial Fan

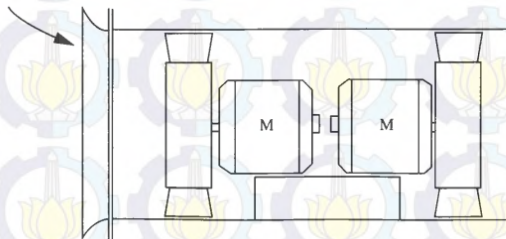
2.2.2.3 Vaneaxial Fan

Jenis fan ini adalah *tubeaxial fan* yang memiliki mempunyai *guide vane*. Guide vane sendiri kebanyakan digunakan pada bagian discharge. Aliran udara yang keluar setelah melewati rotor tidak beraturan dan berbentuk helical, sehingga tujuan *guide vane* adalah untuk mengurangi air spin tersebut. Dengan adanya guide vane ini maka aliran keluar fluida akan lebih baik, fan jenis ini mempunyai efisiensi yang paling baik. Efisiensi dapat mencapai 90%, tekanan nya berada pada level medium hingga high. Hanya saja karena ada penambahan guide vane, maka biayanya akan cenderung lebih mahal. Fan ini didesain untuk kondisi yang membutuhkan tekanan tinggi dan efisiensi yang tinggi seperti pada saluran pembuangan pembakaran.

Gambar 2.8 *Vaneaxial Fan*

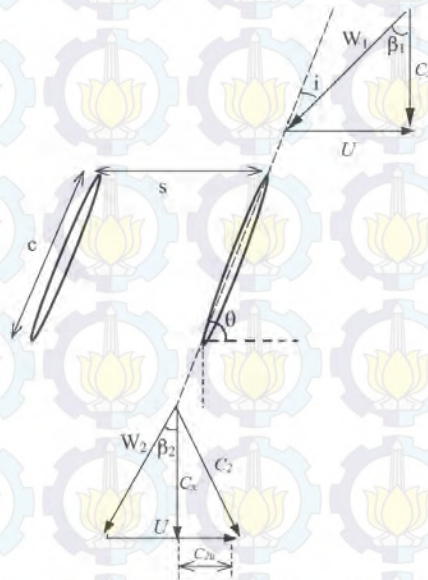
2.2.2.4 Two-stage Axial Flow Fan

Fan ini didesain untuk mempunyai tekanan yang lebih besar dibanding jenis fan aksial lainnya, jika dilihat dari konstruksinya fan ini merupakan gabungan dari dua fan secara seri. Ketika membutuhkan fan dengan tekanan yang tinggi, maka fan jenis ini adalah yang paling tepat. Fan jenis ini juga mempunyai *guide vane* jika arah putar rotornya sama, namun jika arah putaran rotor berbeda maka tidak perlu digunakan *guide vane*. Konstruksi dari fan ini paling sulit dan cukup mirip dengan kompressor. Fan ini sering digunakan sebagai pemasok udara pembakaran pada boiler, suhu dari fan ini biasanya dapat diatur sehingga mempermudah mencapai optimasi kebutuhan bahan bakar.

Gambar 2.9 *Two-stage Axial Flow Fan*

2.3 Cascade Dua Dimensi

Aliran fluida dalam fan merupakan aliran yang kompleks. Aliran kompleks ini akan sulit untuk dianalisis. Untuk mempermudah penyederhanaan analisis yang kompleks tersebut diperlukan metode *cascade* dua dimensi. Aliran fluida dianalisis pada r tertentu sehingga didapat aliran yang dua dimensi. Fluida akan mengalir masuk melewati rotor dengan sudut tertentu dan kecepatan tangensial rotor akan keluar dengan sudut tertentu seperti gambar 2.10.



Gambar 2.10 Segitiga Kecepatan pada Sudu Gerak Fan^[6]

dimana,

- W_1 = kecepatan relatif masuk
- W_2 = kecepatan relatif keluar
- U = kecepatan peripheral
- C_x = kecepatan aksial
- C_2 = kecepatan absolut keluar
- C_{2u} = kecepatan tangensial keluar

- β_1 = sudut relatif fluida masuk
 β_2 = sudut relatif fluida keluar
 c = panjang *chord* sudu gerak
 s = jarak *pitch*
 θ = *blade setting angle*
 i = *incidence angle*

Dari gambar 2.10 akan didapat hubungan antara kecepatan absolut, kecepatan relatif dan kecepatan peripheral pada sisi masuk dan sisi keluar dari sudu fan. Pada sisi masuk diasumsikan tidak ada *swirl* yang terjadi, sehingga tidak ada kecepatan tangensial. Selain itu kecepatan aksial pada sisi masuk dan keluar akan di asumsikan sama.

$$C_x = C_{1x} = C_{2x}^{[9]} \quad (2.10)$$

Pada fan tanpa *guide vane*, perubahan tekanan statis dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$(\Delta p)_{st} = \frac{1}{2} \rho (W_1^2 - W_2^2)^{[9]} \quad (2.11)$$

Lalu dengan segitiga kecepatan pada gambar 2.10,

$$(\Delta p)_{st} = \rho U C_{2u} - \frac{1}{2} \rho C_{2u}^2^{[9]} \quad (2.12)$$

Dapat terlihat pada persamaan, besarnya kecepatan tangensial akan mempengaruhi perubahan dari tekanan statis. Oleh sebab itu, jika membutuhkan perubahan tekanan statis yang besar dapat di tambahkan *guide vane*. *Guide vane* akan mengubah kecepatan tangensial menjadi kecepatan aksial. Lalu persamaan 2.12 tersebut dapat diubah menjadi:

$$(\Delta p)_{st} = \rho U^2 \left\{ \frac{C_{2u}}{U} - \frac{1}{2} \rho \left(\frac{C_{2u}}{U} \right)^2 \right\}^{[9]} \quad (2.13)$$

Dari persamaan segitiga kecepatan dan kecepatan aksial diasumsikan mempunyai nilai yang sama, maka

$$C_{2u} = U - C_x \tan \beta_2^{[9]} \quad (2.14)$$

$$\frac{C_{2u}}{U} = 1 - \frac{C_x}{U} \tan \beta_2^{[9]} \quad (2.15)$$

Pada $\frac{C_x}{U}$, diganti menjadi ϕ (*flow coefficient*)

$$\frac{C_{2u}}{U} = 1 - \phi \tan \beta_2^{[9]} \quad (2.16)$$

Sehingga, kenaikan tekanan statis dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\frac{(\Delta P_{th})}{\rho} = (\Delta h) = U C_{2u} = U^2 (1 - \phi \tan \beta_2)^{[9]} \quad (2.19)$$

$$\Delta P_{th} = \rho U^2 \{1 - \phi \tan \beta_2\}^{[9]} \quad (2.20)$$

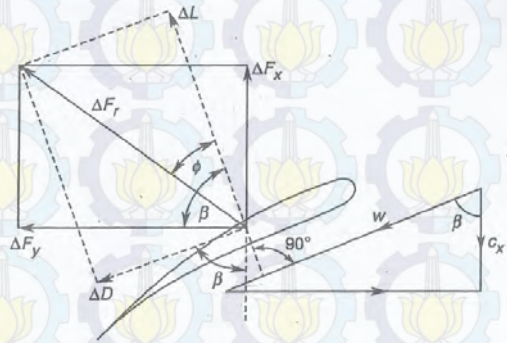
Persamaan (2.20) merupakan rumusan perubahan tekanan teoritis. Nilai dari sudut keluar relatif fluida (β_2) dapat dicari dengan melihat pada *blade setting angle* (θ).

$$\beta_2 = 90^\circ - \theta \quad (2.20)$$

2.4 Gaya Angkat dan Gaya Tahanan

Bentuk sudu dari fan biasanya merupakan bentuk airfoil ataupun plat datar. Dengan berputarnya sudu, maka timbul dua gaya. Gaya yang ditimbulkan dinamakan gaya angkat (*lift*) dan gaya tahanan (*drag*). Gaya angkat bekerja tegak lurus terhadap arah gerak aliran fluida, sedangkan

gaya tahanan searah dengan arah aliran fluida seperti ditunjukkan pada gambar 2.11.



Gambar 2.11 Gaya *Lift* dan *Drag* pada *Airfoil*^[9]

Gaya angkat dan gaya hambat yang bekerja pada sudu gerak dapat dinyatakan dengan persamaan

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w^2 \cdot A_p \cdot C_L \quad [9] \quad (2.21)$$

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w^2 \cdot A_p \cdot C_D \quad [9] \quad (2.22)$$

dimana,

F_L = gaya *lift* (N)

F_D = gaya *drag* (N).

ρ = massa jenis udara (kg/m³).

w^2 = kecepatan relatif rata-rata (m/s).

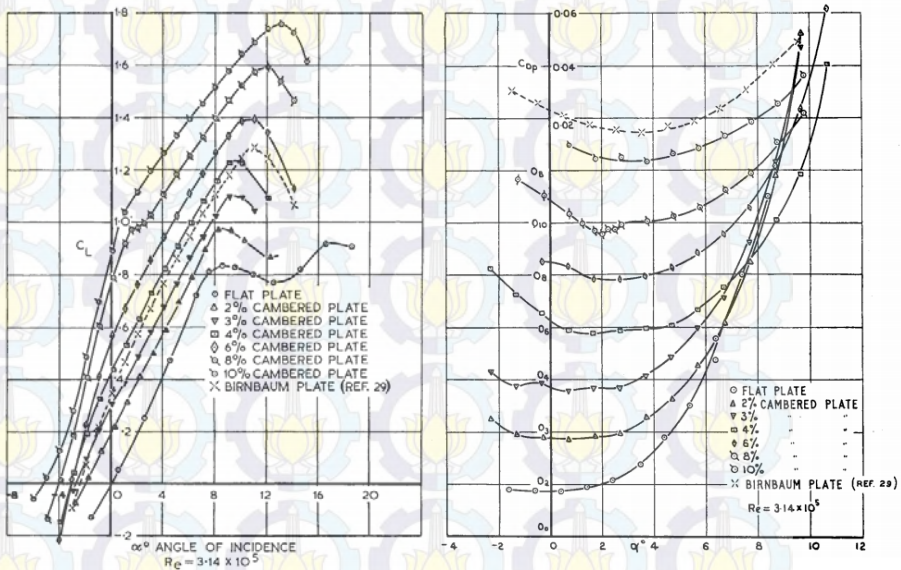
A_p = luas penampang (m²).

C_L = *coefficient lift*

C_D = *coefficient drag*

Dari persamaan gaya lift dan gaya drag terdapat harga *coefficient lift* (C_L) dan *coefficient drag*. Harga tersebut dapat diketahui dengan pada gambar 2.12. Dari

gambar tersebut, untuk memperoleh nilai C_L dan C_D tersebut dipengaruhi pula dengan besarnya nilai sudut *incidence*.



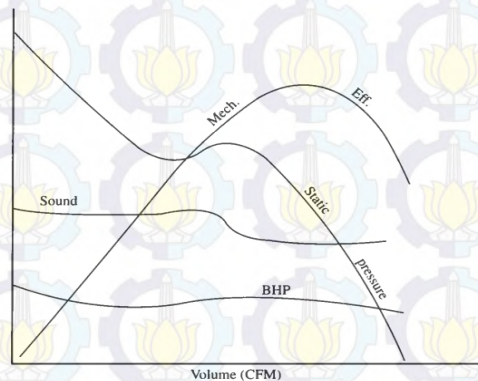
Gambar 2.12 *Coefficient Drag dan Lift Terhadap Angle of Incidence* ($Re = 3,14 \times 10^5$)^[7]

2.5 Performa Fan dan Sistem Operasi

2.5.1 Karakteristik Fan

Karakteristik fan dapat dinyatakan dalam bentuk kurva fan. Kurva fan merupakan kurva kinerja untuk fan tertentu pada sekumpulan kondisi yang spesifik. Kurva fan merupakan penggambaran grafik dari sejumlah parameter yang saling terkait. Biasanya sebuah kurva akan dikembangkan untuk sekumpulan kondisi yang diberikan termasuk: volume fan, tekanan statis sistem, kecepatan fan, dan tenaga yang diperlukan untuk menggerakkan fan pada kondisi yang diketahui.

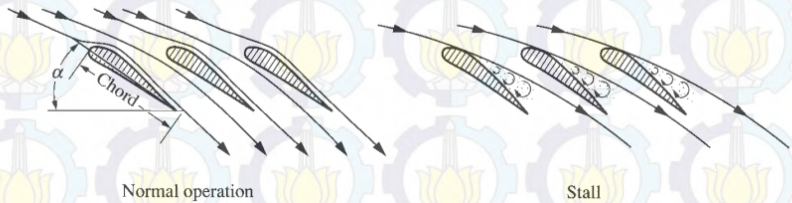
Beberapa kurva fan juga akan melibatkan kurva efisiensi sehingga desainer sistem akan mengetahui kondisi pada kurva fan dimana fan akan beroperasi. Dari banyak kurva yang diketahui pada gambar, kurva tekanan statis (SP) versus aliran pada merupakan kurva yang sangat penting. Kurva pada gambar 2.13 merupakan kurva pada kecepatan putaran yang sama. Trenline pada tekanan statis adalah akan turun dengan naiknya *flow rate*. Pada grafik efisiensi, terlihat efisiensi akan naik dan mencapai titik puncak pada *flow rate* tertentu. Setelah melewati titik puncak, maka efisiensi akan turun. Pada daya, relatif tidak banyak berubah pada kecepatan yang sama.



Gambar 2.13 Kurva Karakteristik Kerja Fan Aksial^[2]

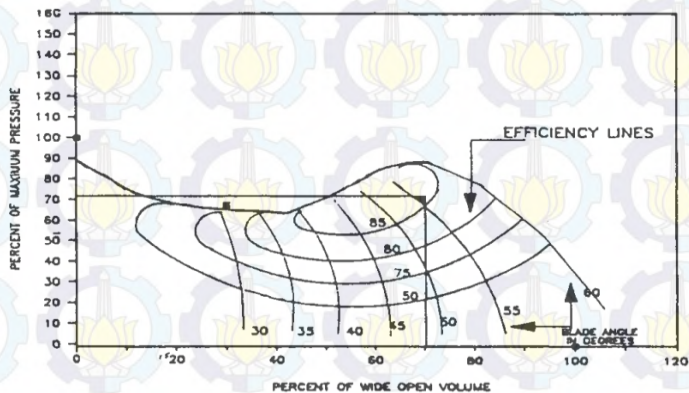
Pada operasi fan aksial terjadi fenomena *stall*, pada operasi normal aliran udara di sekitar blade efisien menyebabkan perbedaan tekanan antara permukaan atas dan bawah sehingga menghasilkan gaya angkat. Stall terjadi ketika sudut serang terlalu besar sehingga aliran udara halus tiba-tiba rusak dan perbedaan tekanan di blade menurun dan menyebabkan fan aksial kehilangan kemampuan menaikkan

tekanan secara drastis. Fenomena stall lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 2.14. Daerah stall fan aksial umumnya terletak di bagian atas dari diagram kinerja fan di luar wilayah fan efisiensi total tertinggi, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.13.



Gambar 2.14 Kondisi *Stall*^[9]

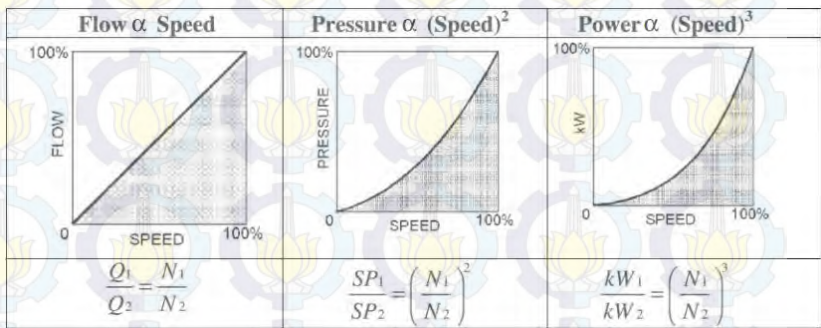
Pada industri, fan dengan variabel *blade setting angle* digunakan untuk mengatur *flow rate*. Dengan variasi perubahan sudut sudu, maka ada beberapa sifat dari fan yang berubah seperti efisiensi dan *flow rate*. Pada gambar 2.15 adalah perbandingan fan aksial dengan variasi *blade setting angle* pada kecepatan putar yang sama.



Gambar 2.15 Kurva Fan Variasi *Blade Setting Angle*^[3]

2.6 Hukum Fan

Perubahan kecepatan putar fan akan memprediksi perubahan kenaikan tekanan dan daya yang diperlukan untuk mengoperasikan fan pada RPM yang baru. Hal ini diperlihatkan pada Gambar 2.16, terkadang ini juga dapat dikatakan sebagai kurva karakteristik utama.



Gambar 2.16 Hukum pada Fan^[4]

2.7 Perhitungan Peforma Fan

2.7.1 Perubahan Tekanan Total Pengujian

Pada fluida terjadi dua tekanan, yaitu tekanan statis dan tekanan dinamis. Tekanan statis merupakan tekanan fluida yang terjadi karena kompresi. Sedangkan tekanan dinamis adalah tekanan yang berasal dari kecepatan fluida. Tekanan statis dan dinamis dapat diukur menggunakan pitot tube dan di baca melalui manometer yang berisikan *red oil*, dapat dituliskan sebagai berikut:

$$P_s = \rho_{red\ oil} g h_s \quad (2.23)$$

$$P_v = \rho_{red\ oil} g h_v \quad (2.24)$$

dimana,

P_s = tekanan statis (Pa)

P_v = tekanan dinamis (Pa)

$\rho_{red\ oil}$ = massa jenis red oil (kg/m^3)

g = percepatan gravitasi ($9.8\ \text{m/s}^2$)

h_s = perubahan ketinggian manometer karena tekanan statis (m)

h_v = perubahan ketinggian manometer karena tekanan dinamis (m)

Karena pada sisi inlet fan langsung menghisap udara dengan tekanan atmosfer, maka tekanan total inlet ($P_{t\ inlet}$) akan dianggap sama dengan tekanan atmosfer^[1]. Tekanan atmosfer mempunyai tekanan gauge yang bernilai 0, sehingga dapat dituliskan

$$P_{t\ inlet} = 0^{[1]} \quad (2.24)$$

Tekanan total outlet ($P_{t\ outlet}$) dapat dihitung dengan menambahkan tekanan statis ($P_{s\ outlet}$), tekanan dinamis ($P_{v\ outlet}$) pada sisi outlet dan faktor perbaikan. Faktor perbaikan merupakan kerugian karena gesekan sepanjang pipa dan kerugian akibat straightener. Sehingga dapat dituliskan sebagai berikut:

$$P_{t\ outlet} = P_{s\ outlet} + P_{v\ outlet} + f \left(\frac{L_{outlet}}{D_{outlet}} + \frac{L_s}{D_h} \right) P_{v\ outlet} \quad [1] \quad (2.25)$$

dimana,

L_{outlet} = panjang sisi outlet (m)

L_s = panjang *straightener* (m)

D = diameter pipa (m)

D_h = diameter hidrolis (m)

f merupakan koefisien friksi, dimana dapat dihitung dengan menggunakan rumus

$$f = \frac{0.14}{Re^{0.17}} [1] \quad (2.26)$$

Re merupakan bilangan Reynolds, yang merupakan salah satu bilangan tak berdimensi yang paling penting dalam mekanika fluida dan digunakan untuk mengidentifikasikan jenis aliran yang berbeda yaitu misalnya laminar, turbulen dan transisi. Besarnya bilangan Reynolds pada aliran udara didalam pipa dapat dituliskan sebagai berikut:

$$Re = \frac{\rho v D [1]}{\mu} \quad (2.27)$$

dimana,

ρ_{udara} = massa jenis udara (kg/m^3)

v = kecepatan aliran udara (m/s)

μ = viskositas absolut ($kg /m.s$)

Lalu besar dari $\frac{L_e}{D_h}$ dapat dihitung menggunakan persamaan

$$\frac{L_e}{D_h} = \frac{15.04}{\left[1 - 26.65\left(\frac{y}{D}\right) + 184.6\left(\frac{y}{D}\right)^2\right]^{1.88}} \quad (2.28)$$

dimana,

y = ketebalan elemen

Maka, perubahan tekanan yang terjadi pada fan didapatkan dengan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \Delta P_t &= P_{t\ outlet} - P_{t\ inlet} \\ \Delta P_t &= P_{t\ outlet} - 0 \\ \Delta P_t &= P_{t\ outlet} [1] \end{aligned} \quad (2.29)$$

Sehingga besarnya perubahan tekanan total (ΔP_t) akan sama dengan besarnya tekanan total pada outlet ($P_{t\text{ outlet}}$)

2.7.2 Menentukan Debit Aliran

Setelah mendapatkan tekanan dinamis dari, maka kecepatan fluida dapat diukur dengan menggunakan persamaan berikut:

$$v = \sqrt{\frac{2 P_{v\text{ outlet}}}{\rho_{\text{udara}}}} \quad [1] \quad (2.30)$$

Setelah kecepatan fluida di dapat, lalu mencari debit dari fluida dengan menggunakan persamaan berikut:

$$Q = v A \quad (2.31)$$

Setelah mendapatkan debit aliran di dalam pipa (Q), maka dicari juga kecepatan aliran saat melewati fan (C_x). Persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut:

$$Q = C_x A_f \quad (2.32)$$

$$C_x = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D_{\text{tip}}^2 - D_{\text{hub}}^2)} \quad [9] \quad (2.33)$$

dimana,

v = kecepatan aliran(m/s)

$P_{v\text{ outlet}}$ = tekanan dinamis pada outlet (Pa)

ρ_{udara} = massa jenis udara (kg/m³)

Q = debit aliran (m³/s)

A = luas penampang pipa (m²)

A_f = luas penampang fan (m²)

2.7.3 Menentukan Daya Kerja Fan

Daya kerja fan adalah besarnya daya yang diterima fluida ketika sudah melewati fan. Untuk mendapatkan daya kerja fan, harus dicari debit aliran dan perubahan tekanan total. Untuk daya saat pengujian nilai nya dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\dot{W}_{aktual} = Q \Delta P_t \quad (2.34)$$

$$\Delta P_t = P_{s\ outlet} + P_{v\ outlet} + f \left(\frac{L_{outlet}}{D_{outlet}} + \frac{L_s}{D} \right) P_{v\ outlet} \quad [1]$$

Sedangkan untuk daya kerja fan teoritis, diambil dari segitiga kecepatan dan dituliskan sebagai berikut:

$$\dot{W}_{Teoritis} = Q \Delta P_{th} \quad (2.35)$$

$$\Delta P_{th} = \rho U^2 \{1 - \phi \tan \beta_2\}^{[9]}$$

2.7.4 Menentukan Daya Kerja Motor

Daya kerja motor (\dot{W}_m) adalah besarnya daya yang dibutuhkan untuk memutar motor. Daya kerja motor ini dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\dot{W}_m = V I \quad (2.36)$$

dimana,

\dot{W}_m = daya motor (watt)

V = tegangan (volt)

I = arus (ampere)

2.7.5 Menentukan Efisiensi Fan

Efisiensi fan adalah perbandingan antara daya yang dipindahkan ke aliran udara dengan daya yang dikirimkan oleh motor ke fan. Daya aliran udara adalah hasil kali dari

tekanan dan aliran. Istilah lain untuk efisiensi yang sering digunakan pada fan adalah efisiensi statis, yang menggunakan tekanan statis dari tekanan total dalam memperkirakan efisiensi.

Ketika mengevaluasi kinerja fan, penting untuk mengetahui istilah efisiensi apa yang digunakan. Efisiensi fan tergantung pada jenis fan dan impelernya. Dengan meningkatnya laju aliran, efisiensi meningkat ke ketinggian tertentu yang disebut efisiensi puncak dan kemudian turun dengan kenaikan laju alir lebih lanjut. Efisiensi dapat dirumuskan dengan membagi daya fan (\dot{W}_{fan}) dengan daya pada motor (\dot{W}_m). Dan dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{fan}^{[1]}}{\dot{W}_m} \quad (2.37)$$

dimana,

η = efisiensi total

\dot{W}_{fan} = daya fan (watt)

\dot{W}_m = daya motor (watt)

2.8 Kerugian-kerugian pada Fan

Kerugian atau losses pada fan adalah total kerugian tekanan rata-rata pada saat aliran melewati fan aksial, dimana perhitungan dilakukan pada mid span. Kerugian yang ada pada aliran fan yaitu kerugian pada rotor dan kerugian karena swirl.

2.8.1 Kerugian Rotor

Terjadinya kerugian pada rotor dikarenakan adanya aliran kedua atau *secondary flow* dan kekasaran permukaan yang dapat mengakibatkan penurunan tekanan. Perhitungan nilai *rotor pressure losses coefficient* (K_R) rata-rata dapat

diperhitungkan pada rotor mid span yang dapat diketahui dengan persamaan berikut:

$$\frac{K_R}{K_{th}} = \left(\frac{\phi}{\gamma \cos^2 \beta_m} \right)_{MS}^{[9]} \quad (2.38)$$

dimana,

K_{th} = *theoretical mean pressure coefficient*

ϕ = *flow coefficient*

γ = *rasio lift/drag*

β_m = *sudut relatif pada sisi midspan sudu*

Rasio dari *lift drag* pada *midspan* dapat diketahui dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\gamma = \frac{C_l}{C_{DP} C_{DS}}^{[9]} \quad (2.39)$$

dimana,

C_l = *coefficient lift*

C_{DP} = *coefficient drag primer*

C_{DS} = *coefficient drag secondary*

$$= 0,0018 C_l^2$$

Nilai K_{th} dapat diketahui dari persamaan berikut:

$$K_{th} = \frac{\Delta P_{th}}{\frac{1}{2} \rho C_x^2}^{[9]} \quad (2.40)$$

dimana,

ΔP_{th} = *kenaikkan tekanan teoritis (Pa)*

C_x = *kecepatan aksial penampang fan*

2.8.2 Kerugian *Swirl*

Terjadinya *swirl* (putaran) karena tidak adanya komponen stator setelah rotor. Sehingga terjadi kecepatan pada arah tangensial. Perhitungan *swirl pressure losses*

coefficient (K_{swirl}) rata-rata dapat diperhitungkan pada rotor mid yang dapat diketahui dengan persamaan berikut:

$$\frac{K_{swirl}}{K_{th}} = \left(\frac{\varepsilon_s^2}{K_{th}} \right)_{MS}^{[9]} \quad (2.41)$$

dimana,

K_{swirl} = *swirl pressure losses coefficient*

ε_s = *local swirl coefficient downstream of rotor*

MS = *midspan*

Nilai ε_s dapat dicari dengan dua persamaan berikut:

$$\varepsilon_s = \frac{C_{2u}^{[9]}}{C_x} \quad (2.42)$$

$$\varepsilon_s = \frac{K_{th} \phi^{[9]}}{2} \quad (2.43)$$

dimana,

C_{2u} = kecepatan tangensial keluar

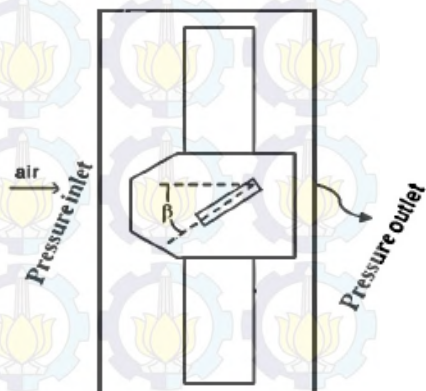
2.9 Penelitian Terdahulu

Pada tahun 2011 Alireza melakukan studi eksperimen dan simulasi yang bertujuan untuk melihat variasi *blade setting angle* dan jumlah *blade* terhadap *flow coefficient* dari fan aksial. Parameter yang digunakan dapat dilihat pada tabel 2.2. Adapun konstruksi percobaan yang dilakukan dapat dilihat pada gambar 2.19. Fan yang digunakan berprofil *flat plate*, pada simulasi Alireza melakukan variasi *blade* dengan jumlah dua hingga 6. Sedangkan untuk *blade setting angle*, jenjang yang digunakan berawal dari 30° hingga 70° dengan kenaikan 5°. Pada pengujian yang dilakukan Alireza, didapat bahwa *flow coefficient* yang paling baik dimiliki oleh fan aksial dengan *setting angle* (θ) sebesar 45° hingga 55°. Dengan lebih besarnya *flow coefficient* akan menghasilkan *flow rate* yang

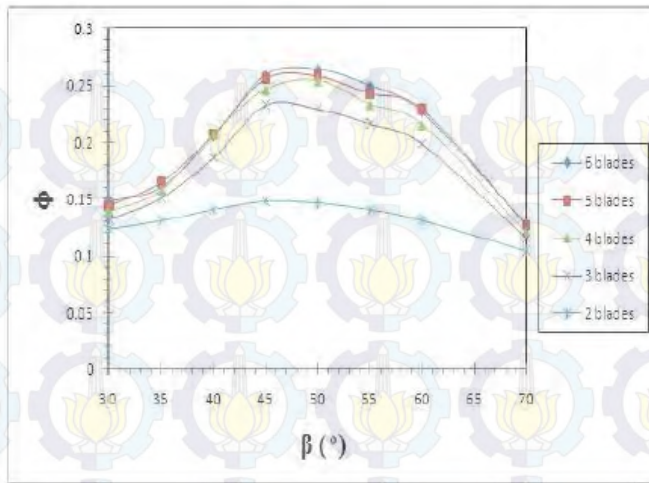
lebih besar pada putaran yang sama. Hasil penelitian dapat dilihat pada gambar 2.17 dan 2.18.

Tabel 2.2 Parameter Alireza^[5]

Duct	Inner diameter	62 cm
	Duct length	70 cm
	No. of blades	4
	Diameter	60 cm
Fan	Hub to tip ratio	30 %
	Tip clearance	1 cm
	Angle of attack	30° to 70°
	Rotational speed	200 rad / Sec
	Blade thickness	2 mm
	Power of motor	3 hp



Gambar 2.17 Konstruksi Fan



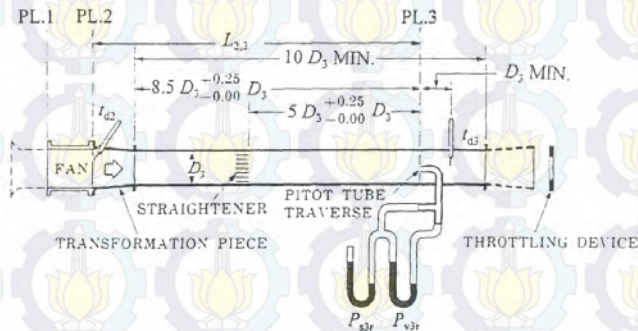
Gambar 2.18 Grafik *Blade Setting Angle VS Flow Coefficient*^[5]

BAB III METODE PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan secara eksperimental yang mempunyai beberapa metode dalam prosesnya. Dalam bab ini akan dijelaskan bagaimana penelitian ini dilakukan dan apa saja yang dibutuhkan untuk mendukung penelitian ini.

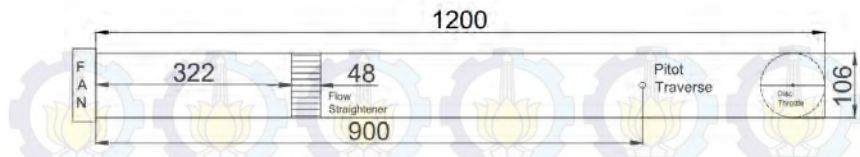
3.1 Skema Penelitian

Pada penelitian ini, skema peralatan yang akan dipakai dapat dilihat pada gambar 3.1 dimana merupakan pengujian yang digunakan pada AMCA *standart* 210 dengan tipe instalasi “*Outlet Duct Setup*”.



Gambar 3.1 AMCA 210 *Outlet Duct Setup*

Instalasi ini tidak mempunyai *inlet duct*, sehingga udara bebas akan langsung terhisap oleh fan. Panjang total dari *outlet* adalah 1200mm. *Pitot tube* akan diletakkan pada jarak 900mm dari fan, lalu pada jarak mulai jarak 322mm terdapat *flow straightener* dengan panjang 48mm. Pada ujung *outlet*, akan digunakan *disc throttle* dengan tujuan untuk mengatur debit fluida.



Gambar 3.2 Skema Penelitian (dalam mm)

3.2 Peralatan dan Alat Bantu Ukur

Pada pengujian ini, digunakan beberapa peralatan dan alat bantu ukur sebagai berikut:

3.2.1 Sistem Fan

Sistem fan terbuat dari pipa PVC dengan diameter dalam sebesar 106mm. *Disc throttle* yang berguna untuk mengukur debit dipasangkan bersama busur agar memudahkan pengaturan bukaan.

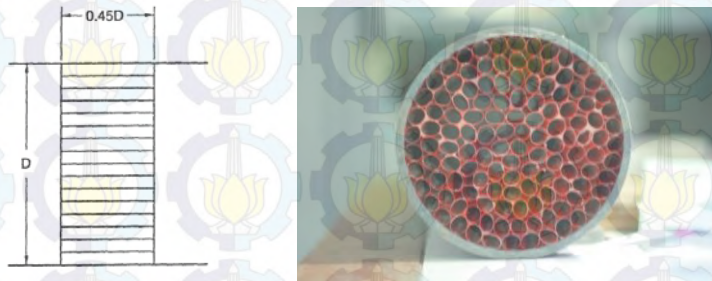


Gambar 3.3 Sistem Fan Ducting



Gambar 3.4 Disc Throttle

Pada bagian dalam fan, diberikan *flow straightener* dengan ukuran AMCA *standart* 210.



Gambar 3.5 *Flow Straightener*

3.2.2 Fan

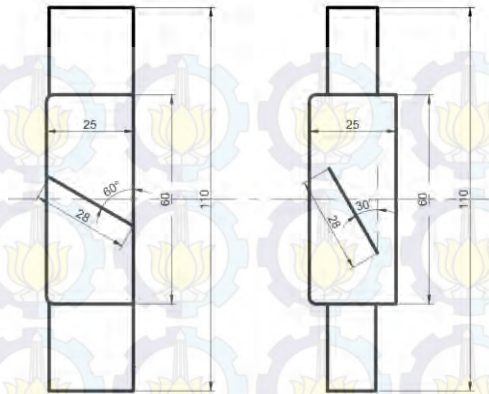
Fan yang digunakan berukuran 120mm, dengan spesifikasi sebagai berikut:

Merk	: Delta Electronic, INC.
Type	: Sensflow AFC1212DE
Voltage	: 12V
Current	: 1.6A
Casing	: 120X120X38mm

Rotor fan dimodifikasi sehingga mempunyai kemiringan sudut sudu sebesar 30° dan 60° terlihat pada gambar 3.5. *Flat plate* yang digunakan menggunakan bahan PVC tebal 2mm.



Gambar 3.6 Spesifikasi Fan



Gambar 3.7 Rancangan dan Modifikasi Fan (dalam mm)

3.2.3 Controller dan Power Supply

Controller dan power supply yang digunakan mempunyai spesifikasi sebagai berikut:

Controller	: Potentiometer
Output voltage	: 6.4V – 12V
Merk power supply	: Asus
Ouput voltage dan current	: 19 V , 3.42 A (DC)



Gambar 3.8 Controller dan Power Supply

3.2.4 Alat Ukur

1. Laser Tachometer

Tachometer adalah alat untuk mengukur kecepatan putar dengan satuan RPM. Tachometer menggunakan sistem laser dengan spesifikasi sebagai berikut:

Merk, Type : Krisbow KW06-302
Speed range : 2,5RPM to 99.999RPM
Accuracy : ± 1 RPM or 0.05%



Gambar 3.9 Laser tachometer

2. Multimeter

Multimeter adalah alat untuk mengukur arus, tegangan dan hambatan listrik dengan cara penggunaan menjepitkan kabel yang akan diukur. Spesifikasi multimeter yang digunakan sebagai berikut:

Merk : Cody

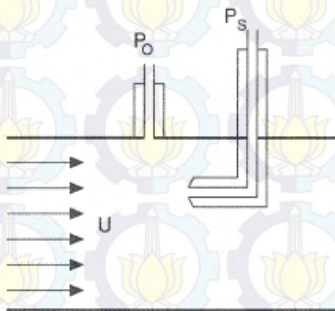
Type : DT-9205A
 DC Voltage : 200mV- 1000V $\pm 0.5\%$
 DC Current : 20mA – 20A $\pm 1\%$



Gambar 3.10 *Multimeter*

3. Pitot Tube dan Wall Pressure Tap

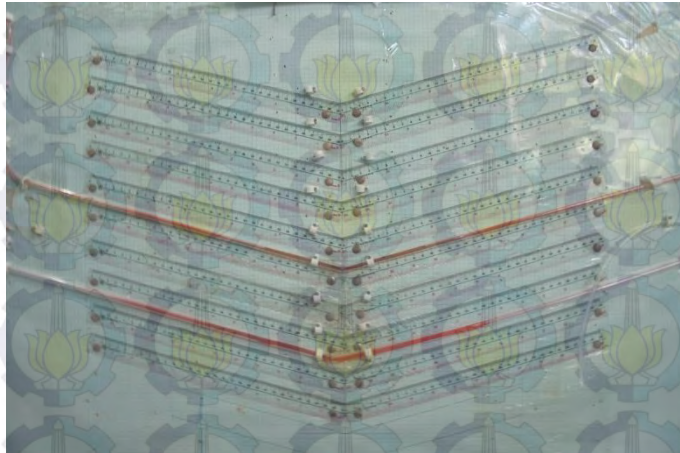
Alat ini berfungsi untuk mengukur besarnya tekanan statis sekaligus tekanan stagnasi aliran fluida yang terdapat pada saluran. Pitot mengukur tekanan total, sedangkan *wall pressure tap* untuk mengukur tekanan statis.



Gambar 3.11 *Pitot Tube dan Wall Pressure Tap*

4. Inclined Manometer

Alat ini berfungsi untuk pembacaan tekanan pada fluida serta kalibrasi. Manometer mempunyai kemiringan 15° dengan fluida *red oil*. Manometer dapat dilihat pada gambar 3.12



Gambar 3.12 *Inclined Manometer*

5. *Pressure transducer* dan DAQ
Pressure transducer dan data aqisisi yang digunakan dalam percobaan ini dapat dilihat mempunyai spesifikasi alat sebagai berikut:
 Model:PX653-0.5D5V Accuracy:per/sec
 Range : 0,5" WC Output : 1-5 VDC



Gambar 3.13 *Pressure transducer dan DAQ*

3.3 Prosedur Penelitian

3.3.1 Kalibrasi Transducer Tekanan dan Data Aquisisi

Tahapan kalibrasi ini dilakukan setiap pengambilan data untuk menjamin ketepatan pembaca

3.3.1.1 Alat yang Digunakan

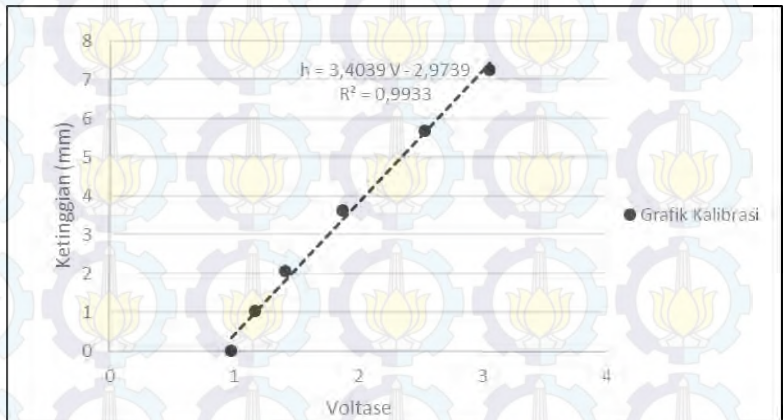
Peralatan yang dipergunakan pada proses kalibrasi:

1. Manometer
2. *Pressure transducer*
3. DAQ PRO 5300
4. *Wall pressure tap*

3.3.1.2 Langkah –langkah Kalibrasi:

1. Pemasangan instalasi dengan fan *blade setting angle* 30°
2. *Wall Pressure Tap* disambungkan pada manometer serta transducer
3. Data pertama kalibrasi pada keadaan fan tidak dinyalakan, data selanjutnya pada RPM yang digunakan yaitu 2850 dengan bukaan 0, 20, 40, 60 dan 80

4. Dari manometer didapatkan Δh dan dari DAQ didapatkan voltase. Sehingga dapat diketahui tekanan statis yang terjadi
5. Data- data tersebut dibuatkan grafik P_{static} manometer vs voltase (V) sehingga diketahui pula hubungannya dengan sebuah formula.



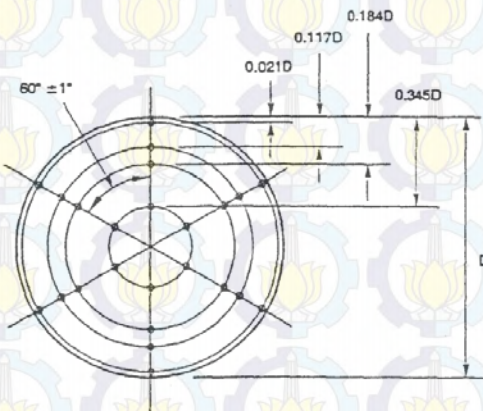
Gambar 3.14 Grafik Kalibrasi

3.3.1.3 Langkah-langkah Pengujian

Adapun langkah-langkah yang dilakukan pada pengujian ini adalah

1. Menyiapkan 2 rotor dengan *blade setting angle* 30° dan 60°
2. Pasang fan dengan sudut sudu 60° pada sistem pengujian
3. Nyalakan fan dengan kecepatan putar mulai dari 2400RPM, sesuaikan RPM menggunakan tachometer
4. Pada sisi outlet, sesuaikan *disc throttle* mulai dari kemiringan 0° (*fully closed*)

5. Tunggu minimal 1 menit untuk menunggu *steady*, lalu catat voltase pada DAQ *outlet* dengan menggeser pitot tube pada delapan ketinggian yaitu 0.2cm, 1.2cm, 1.9cm, 3.6cm, 6.9cm, 8.5cm, 9.4cm, dan 10.3cm. Ambil rata-rata dari pengambilan data
6. Catat arus dan voltase yang dibaca pada multimeter



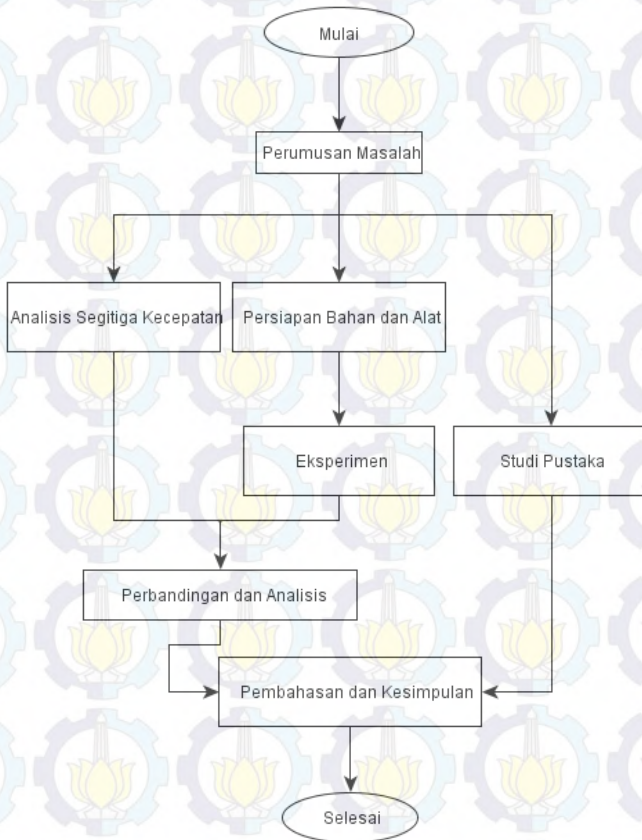
Gambar 3.15 Titik Pengambilan Data Berdasarkan AMCA 210

7. Ulangi langkah 6 dan 7, dengan mengurangi sudut kemiringan *disc throttle* sebesar 10° hingga mencapai 90° (*fully opened*)
8. Ulangi langkah 4 dengan menaikkan kecepatan putar sebesar 150RPM hingga kecepatan putar mencapai 2850RPM
9. Matikan fan, ganti rotor dengan *blade setting angle* 30°. Ulangi langkah 3 sampai 9 hingga masing-masing mempunyai jumlah data yang sama

3.4 Diagram Alir Penelitian

3.4.1 Diagram Alir Penelitian

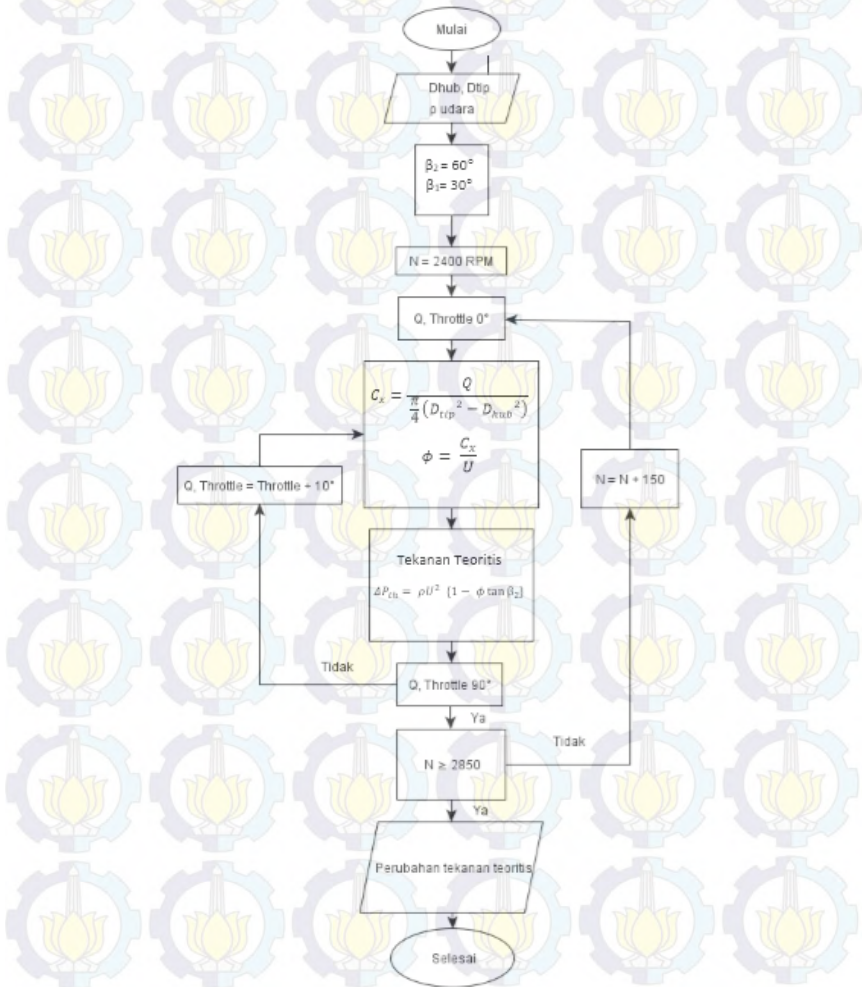
Gambar 3.16 merupakan diagram alir penelitian secara umum



Gambar 3.16 Diagram Alir Penelitian

3.4.2 Diagram Alir Pengujian

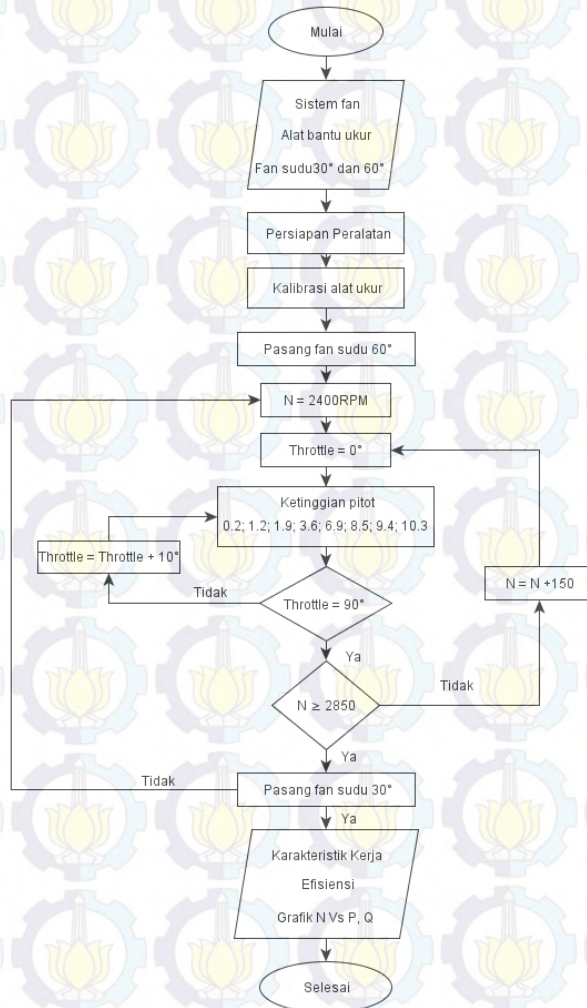
Gambar 3.17 merupakan diagram alir pengujian yang dilakukan



Gambar 3.17 Diagram Alir Pengujian

3.4.3 Diagram Alir Perhitungan Teoritis

Gambar 3.18 merupakan diagram alir pengujian yang dilakukan



Gambar 3.18 Diagram Alir Perhitungan Teoritis



BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Contoh Perhitungan

Setelah melakukan pengambilan data, selanjutnya dilakukan perhitungan untuk mendapatkan tekanan total eksperimen, efisiensi dan tekanan teoritis. Parameter yang digunakan pada perhitungan sebagai berikut:

1. Temperatur udara = 27°C
2. Massa Jenis udara = 1,175 kg/m³
3. Persamaan kalibrasi *pressure transducer*, $h = 3,4039$
 $V - 2,9739$
4. Diameter hub = 50 mm
5. Diameter tip = 110 mm
6. Viskositas absolut = 1,85 x 10⁻⁵ kg/m.s
7. SG red oil = 0,83

4.1.1 Perhitungan Tekanan Total Eksperimen dan Efisiensi

Contoh diambil pada *blade setting angle* 30°, bukaan 30 dengan 2850 RPM. Data yang didapat tegangan pada tekanan statis sebesar 2,263V dan tekanan dinamis sebesar 1,1015V.

- Mencari tekanan statis

$$P_s = \rho_{red\ oil} g h_s$$

$$P_s = 0,83 \times 999 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2} \times 0,004729\ m$$

$$P_s = 38,467\ Pa$$

- Mencari debit

Mencari tekanan dinamis

$$P_v = \rho_{red\ oil} g h_v$$

$$P_v = 0,83 \times 999 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2} \times 0,000775 m$$

$$P_v = 6,308 Pa$$

Mencari kecepatan aliran pada titik uji

$$v = \sqrt{\frac{2 P_{v\ outlet}}{\rho_{udara}}}$$

$$v = \sqrt{\frac{2 \times 5,636}{1,175}}$$

$$v = 3,276 \frac{m}{s}$$

$$Q = v A$$

$$Q = 3,276 \frac{m}{s} \times 0,008828 m^2$$

$$Q = 0,0289 \frac{m^3}{s}$$

- Mencari kerugian tekanan pada sistem
Mencari bilangan Reynolds

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

$$Re = \frac{1,175 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3,276 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,106 \text{ m}}{1,85 \times 10^{-5}}$$

$$Re = 22060,44$$

Mencari koefisien gesekan

$$f = \frac{0.14}{Re^{0.17}}$$

$$f = \frac{0.14}{22060,44^{0.17}}$$

$$f = 0,025569$$

Mencari perbandingan panjang ekuivalen *flow straightener*

$$\frac{L_e}{D_h} = \frac{15.04}{\left[1 - 26.65 \left(\frac{y}{D}\right) + 184.6 \left(\frac{y}{D}\right)^2\right]^{1.83}}$$

$$\frac{L_e}{D_h} = \frac{15.04}{\left[1 - 26.65 \left(\frac{0,1}{106}\right) + 184.6 \left(\frac{0,1}{106}\right)^2\right]^{1.83}}$$

$$\frac{L_e}{D_h} = 15,752$$

$$P_{loss} = f \left(\frac{L_{outlet}}{D_{outlet}} + \frac{L_e}{D} \right) P_{v outlet}$$

$$P_{loss} = 0,02557 \times (8,49 + 15,5752) \times 6,308 \text{ Pa}$$

$$P_{loss} = 3,909 \text{ Pa}$$

Mencari tekanan total

$$\Delta P_t = P_{s outlet} + P_{v outlet} + f \left(\frac{L_{outlet}}{D_{outlet}} + \frac{L_e}{D} \right) P_{v outlet}$$

$$\Delta P_t = 38,467 \text{ Pa} + 6,308 \text{ Pa} + 3,909 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_t = 48,685 \text{ Pa}$$

- Mencari efisiensi
Mencari daya fan

$$\dot{W}_{aktual} = Q \Delta P_t$$

$$\dot{W}_{aktual} = 0,0289 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 48,685 \text{ Pa}$$

$$\dot{W}_{aktual} = 1,408 \text{ watt}$$

Mencari daya motor

$$\dot{W}_m = V I$$

$$\dot{W}_m = 0,49 \times 9,25$$

$$\dot{W}_m = 4,532 \text{ watt}$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{fan}}{\dot{W}_m}$$

$$\eta = \frac{1,408}{4,532}$$

$$\eta = 31,071 \%$$

4.1.2 Perhitungan Tekanan Teoritis

Contoh diambil pada *blade setting angle* 30°, bukaan 30 dengan 2850 RPM. Pada *blade setting angle* 30° mempunyai $\beta_2 = 60^\circ$.

Mencari kecepatan keliling

$$U = \frac{\pi D_{mid} N}{60}$$

$$U = \frac{\pi \times 0,08 \times 2850}{60}$$

$$U = 11,932 \text{ m/s}$$

Mencari kecepatan arah aksial

$$C_x = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (D_{tip}^2 - D_{hub}^2)}$$

$$C_x = \frac{0,0289 \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi}{4} (0,11^2 - 0,05^2)}$$

$$C_x = 3,838 \frac{m}{s}$$

Mencari *flow coefficient*

$$\phi = \frac{C_x}{U}$$

$$\phi = \frac{3,838 \frac{m}{s}}{11,932 \frac{m}{s}}$$

$$\phi = 0,321$$

Mencari tekanan teoritis

$$\Delta P_{th} = \rho U^2 \{1 - \phi \tan \beta_2\}$$

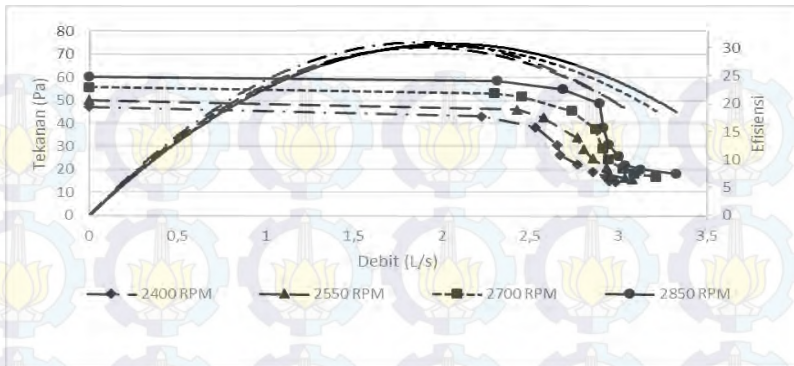
$$\Delta P_{th} = 1,175 \frac{kg}{m^3} \times \left(11,932 \frac{m}{s}\right)^2 \times \{1 - 0,321 \times \tan 60\}$$

$$\Delta P_{th} = 74,15 Pa$$

4.2 Analisa Grafik dan Pembahasan

4.2.1 Analisis Grafik Karakteristik Kerja *Blade Setting Angle* 30° dengan Variasi Kecepatan Putaran

Ketika sebuah rotor yang mempunyai *blade setting angle* 30° diuji pada serangkaian sistem pengujian, maka hasil yang didapatkan seperti pada gambar 4.1.



Gambar 4.1 Karakteristik Kerja *Blade Setting Angle* 30°

Berdasarkan gambar 4.1 seiring dengan bertambahnya debit, maka perubahan tekanan total yang terjadi akan semakin turun. Pada grafik tersebut fan aksial akan mengalami penurunan tekanan total yang cukup signifikan pada perubahan debit tertentu, sehingga grafik akan terlihat terlihat curam. Perubahan tekanan total juga dirumuskan sebagai berikut

$$\Delta P_t = P_{s \text{ outlet}} + P_{v \text{ outlet}} + f \left(\frac{L_{\text{outlet}}}{D_{\text{outlet}}} + \frac{L_s}{D} \right) P_{v \text{ outlet}}, \text{ dimana}$$

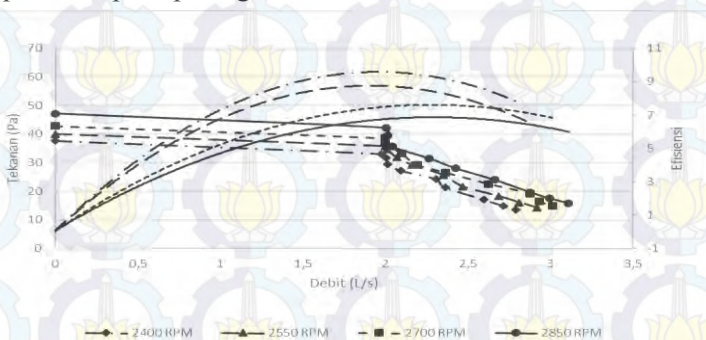
$P_{s \text{ outlet}}$ adalah tekanan statis di sisi outlet, $P_{v \text{ outlet}}$ adalah tekanan dinamis di sisi outlet lalu $f \left(\frac{L_{\text{outlet}}}{D_{\text{outlet}}} + \frac{L_s}{D} \right) P_{v \text{ outlet}}$ adalah kerugian tekanan dikarenakan gesekan sepanjang fan menuju titik pengujian dan kerugian pada *flow straightener*. Ketika debit yang dihasilkan naik, maka tekanan statis akan turun dan tekanan dinamis akan naik. Besarnya penurunan perubahan tekanan statis tidak sebanding dengan perubahan kenaikan tekanan dinamis, sehingga perubahan tekanan total akan cenderung untuk turun.

Debit maksimal yang dihasilkan sebesar 3,32 L/s didapatkan pada putaran 2850 RPM. Pada putaran 2700 RPM,

2550 RPM dan 2400 RPM didapatkan debit maksimal masing-masing sebesar 3,21 L/s, 3,077 L/s dan 2,984 L/s. Pada grafik efisiensi terlihat jika grafik akan mencapai efisiensi maksimal pada titik tertentu lalu akan turun. Efisiensi puncak dari tiap putaran berkisar antara 25% hingga 30%, dimana semakin tinggi putaran maka efisiensi yang dihasilkan cenderung lebih baik. Ini dikarenakan perubahan daya fan lebih besar dibanding dengan perubahan daya motor. Efisiensi merupakan perbandingan antara daya aktual fan dibagi dengan daya yang dihasilkan oleh motor penggerak dituliskan sebagai berikut $\eta = \frac{\dot{W}_{fan}}{\dot{W}_m}$, dimana daya aktual fan adalah $\dot{W}_{aktual} = Q \Delta P_t$ dan daya motor ditulis sebagai berikut $\dot{W}_m = V I t$.

4.2.2 Analisis Grafik Karakteristik Kerja *Blade Setting Angle* 60° dengan Variasi Kecepatan Putaran

Ketika sebuah rotor yang mempunyai *blade setting angle* 60° diuji pada serangkaian sistem pengujian, maka hasil yang didapatkan seperti pada gambar 4.2

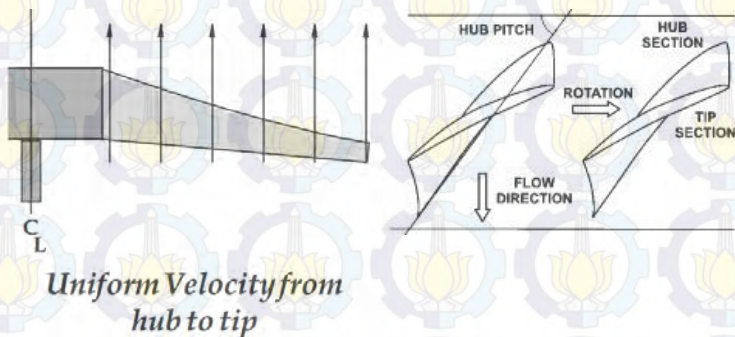


Gambar 4.2 Karakteristik Kerja *Blade Setting Angle* 60°

Berdasarkan gambar 4.2 seiring dengan bertambahnya debit, maka perubahan tekanan total yang terjadi akan semakin turun. Pada grafik tersebut fan aksial akan mengalami penurunan tekanan total yang cukup signifikan pada perubahan debit tertentu, sehingga grafik akan terlihat terlihat curam. Perubahan tekanan total juga dirumuskan sebagai berikut $\Delta P_t = P_{s \text{ outlet}} + P_{v \text{ outlet}} + f \left(\frac{L_{\text{outlet}}}{D_{\text{outlet}}} + \frac{L_s}{D} \right) P_{v \text{ outlet}}$, dimana $P_{s \text{ outlet}}$ adalah tekanan statis di sisi outlet, $P_{v \text{ outlet}}$ adalah tekanan dinamis di sisi outlet lalu $f \left(\frac{L_{\text{outlet}}}{D_{\text{outlet}}} + \frac{L_s}{D} \right) P_{v \text{ outlet}}$ adalah kerugian tekanan dikarenakan gesekan sepanjang fan menuju titik pengujian dan kerugian pada *flow straightener*. Ketika debit yang dihasilkan naik, maka tekanan statis akan turun dan tekanan dinamis akan naik. Besarnya penurunan perubahan tekanan statis tidak sebanding dengan perubahan kenaikan tekanan dinamis, sehingga perubahan tekanan total akan cenderung untuk turun.

Debit maksimal yang dihasilkan sebesar 3,11 L/s didapatkan pada putaran 2850 RPM. Pada putaran 2700 RPM, 2550 RPM dan 2400 RPM didapatkan debit maksimal masing-masing sebesar 3,013 L/s, 2,92 L/s dan 2,79 L/s. Pada grafik efisiensi terlihat jika grafik akan mencapai efisiensi maksimal pada titik tertentu lalu akan turun. Efisiensi puncak dari tiap putaran berkisar antara 6% hingga 10%, dimana semakin tinggi putaran maka efisiensi yang dihasilkan cenderung menurun. Efisiensi merupakan perbandingan antara daya aktual fan dibagi dengan daya yang dihasilkan oleh motor penggerak dituliskan sebagai berikut $\eta = \frac{W_{fan}}{W_m}$, dimana daya aktual fan adalah

$\dot{W}_{\text{aktual}} = Q \Delta P_t$ dan daya motor ditulis sebagai berikut $\dot{W}_m = V I t$. Penurunan efisiensi dikarenakan terjadi aliran balik menuju *inlet*, sehingga mengganggu dan menurunkan tekanan yang terjadi. Pada desain fan yang baik, seharusnya setiap potongan mempunyai kecepatan aksial dan tekanan yang sama agar aliran balik tidak terjadi. Dengan demikian, desain fan pada umumnya mempunyai *blade setting angle* yang besar pada bagian hub dan berkurang pada bagian tip.

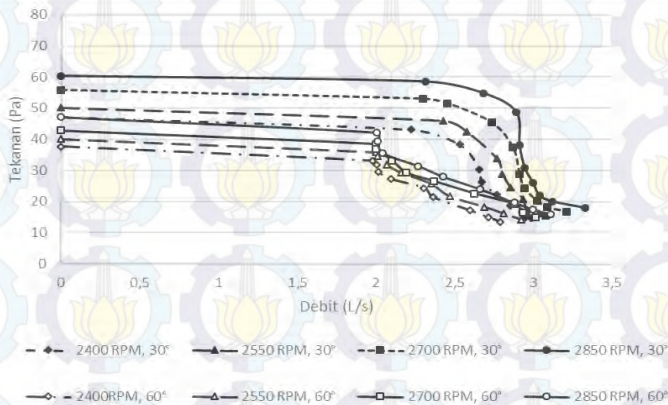


Gambar 4.3 *Uniform Velocity* dan *Blade Setting Angle* Fan

4.2.3 Analisis Perbandingan Grafik Karakteristik Kerja pada *Blade Setting Angle* 30° dan 60°

Dari gambar 4.4 didapatkan rotor dengan *blade setting angle* 30° mempunyai perubahan tekanan total dan debit maksimal yang lebih baik dibandingkan dengan *blade setting angle* 60°. Walaupun mempunyai tren yang hampir sama, tetapi fenomena perubahan tekanan secara signifikan dengan *range*

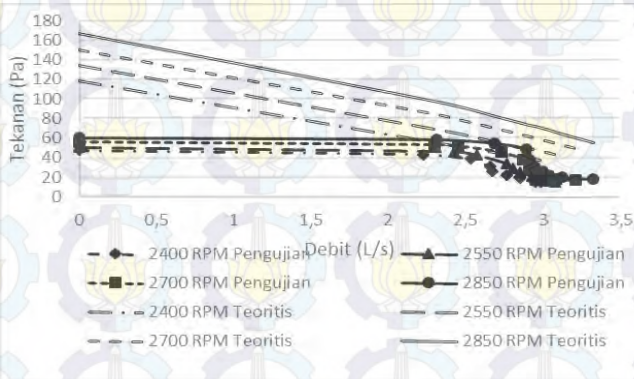
debit tertentu memiliki perbedaan. Pada *blade setting angle* 30° fenomena tersebut berada diakhir grafik pada kisaran debit 3 L/s, sedangkan *blade setting angle* 60° terjadi di awal grafik pada kisaran debit 2 L/s. Perubahan tekanan total maksimum dimiliki oleh kecepatan 2850rpm, pada *blade setting angle* 60° sebesar 47,133 Pa dan *blade setting angle* 30° sebesar 60,39 Pa. Perbedaan tekanan cukup besar, ini dikarenakan pada pengujian *blade setting angle* 60° terdapat aliran balik ke bagian inlet. Aliran balik tersebut mengganggu aliran udara yang akan masuk sehingga perubahan tekanan total akan menurun. Begitu pula dengan debit maksimal yang dihasilkan, adanya aliran balik tersebut mengurangi besarnya debit maksimal yang dihasilkan.



Gambar 4.4 Grafik Karakteristik Kerja Perbandingan *Blade Setting Angle* 30° dan 60°

4.2.4 Analisis Perbandingan Grafik Karakteristik Kerja Teoritis dan Pengujian *Blade Setting Angle 30°*

Tekanan teoritis yang terjadi lebih besar bisa dibandingkan dengan tekanan saat pengujian. Grafik dari tekanan teoritis cenderung linear, sedangkan pada tekanan pengujian tidak. Tekanan teoritis menggunakan persamaan $\Delta P_{th} = \rho U^2 \{1 - \phi \tan \beta_2\}$, dimana ρ adalah massa jenis udara, U adalah kecepatan keliling, ϕ adalah *flow coefficient* yang merupakan perbandingan antara kecepatan arah aksial dengan kecepatan keliling dan β_2 adalah sudut relatif fluida keluar. Semakin besar kecepatan keliling, maka tekanan yang terjadi semakin besar yang dapat dilihat pada grafik. Pada debit awal tekanan teoritis mempunyai harga hampir tiga kali lebih besar dibanding tekanan pengujian, pada 2850 RPM teoritis berharga 166,39 Pa sedangkan tekanannya pengujianya 60,39 Pa.



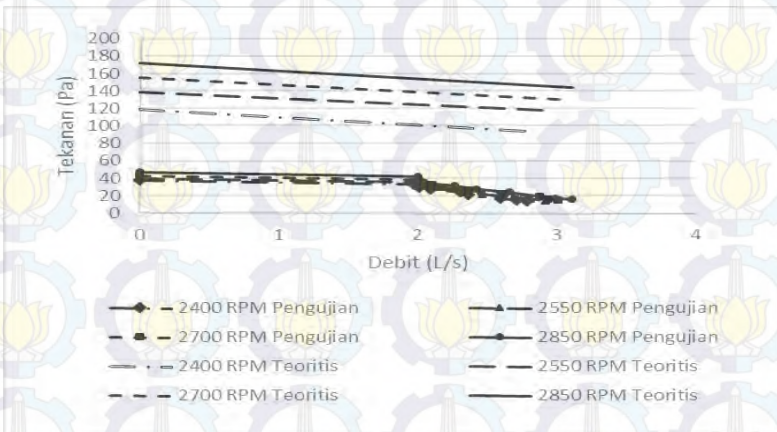
Gambar 4.5 Grafik Karakteristik Kerja Perbandingan Teoritis *Blade Setting Angle 30°*

Perbedaan hasil antara teoritis dan pengujian disebabkan oleh beberapa kerugian. Kerugian pertama adalah karena *secondary flow*, kerugian ini menyebabkan turunnya tekanan. Kerugian karena *secondary flow* dapat dituliskan dengan persamaan $K_{th} = \frac{\Delta P_{th}}{\frac{1}{2} \rho C_x^2}$, dimana K_{th} adalah koefisien tekanan teoritis dan ΔP_{th} adalah perubahan tekanan teoritis. Kerugian kedua adalah akibat terjadinya *swirl*, yang dituliskan dengan persamaan $\frac{K_{Swirl}}{K_{th}} = \left(\frac{\varepsilon_s^2}{K_{th} MS} \right)$, dimana K_{Swirl} adalah koefisien penurunan tekanan karena swirl dan ε_s adalah koefisien *swirl* lokal. Kerugian lain yang terjadi adalah karena adanya getaran pada saat pengujian, getaran yang terjadi disebabkan oleh ketidakseimbangan massa rotor. Kerugian karena getaran sudah dapat diminimalisir dengan penggunaan *bearing*.

4.2.5 Analisis Perbandingan Grafik Karakteristik Kerja Teoritis dan Pengujian *Blade Setting Angle* 60°

Tekanan teoritis yang terjadi lebih besar bisa dibandingkan dengan tekanan saat pengujian. Grafik dari tekanan teoritis cenderung linear, sedangkan pada tekanan pengujian tidak. Tekanan teoritis menggunakan persamaan $\Delta P_{th} = \rho U^2 \{1 - \phi \tan \beta_2\}$, dimana ρ adalah massa jenis udara, U adalah kecepatan keliling, ϕ adalah *flow coefficient* yang merupakan perbandingan antara kecepatan arah aksial dengan kecepatan keliling dan β_2 adalah sudut relatif fluida keluar. Semakin besar kecepatan keliling, maka tekanan yang terjadi semakin besar yang dapat dilihat pada grafik. Tekanan teoritis mempunyai harga hampir empat kali lebih besar

dibanding tekanan pengujian, pada rpm 2850 teoritis berharga 166,39 Pa sedangkan tekanan pengujiannya 47,133 Pa.

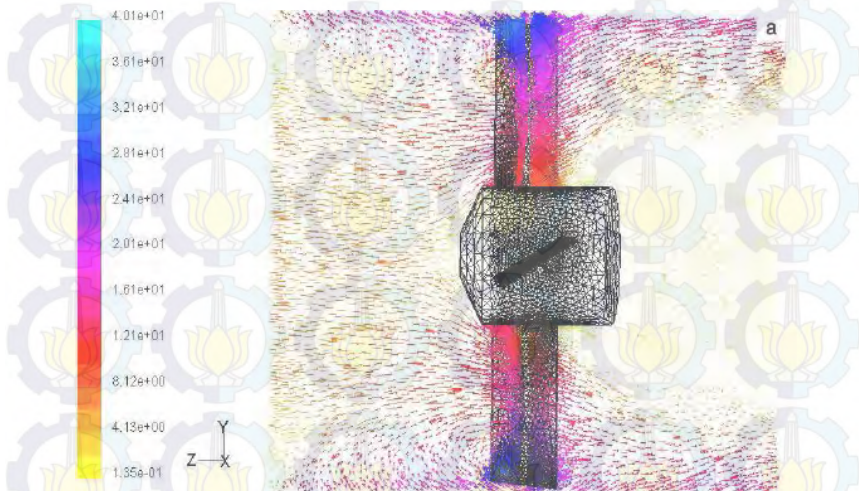


Gambar 4.6 Grafik Karakteristik Kerja Perbandingan Teoritis *Blade Setting Angle* 60°

Perbedaan hasil antara teoritis dan pengujian disebabkan oleh beberapa kerugian. Kerugian pertama adalah karena *secondary flow*, kerugian ini menyebabkan turunnya tekanan. Kerugian karena *secondary flow* dapat dituliskan dengan persamaan $K_{th} = \frac{\Delta P_{th}}{\frac{1}{2} \rho C_x^2}$, dimana K_{th} adalah koefisien tekanan teoritis dan ΔP_{th} adalah perubahan tekanan teoritis. Kerugian kedua adalah akibat terjadinya *swirl*, yang dituliskan dengan persamaan $\frac{K_{swirl}}{K_{th}} = \left(\frac{\epsilon_s^2}{MS} \right)$, dimana K_{swirl} adalah koefisien penurunan tekanan karena swirl dan ϵ_s adalah koefisien *swirl* lokal.. Kerugian lain yang terjadi adalah karena adanya getaran pada saat pengujian, getaran yang terjadi disebabkan

ketidakseimbangan massa rotor. Kerugian karena getaran sudah dapat diminimalisir dengan penggunaan *bearing*.

Adapun fenomena aliran balik yang terjadi pada fan dapat dilihat pada simulasi yang dilakukan oleh Alireza. Melalui gambar 4.7, pada sisi dinding terdapat aliran balik ke bagian inlet. Demikian pula ketika saya melakukan pengambilan data untuk *blade setting angle* 60° , bahwa aliran balik terjadi pada bagian dinding dari sistem.

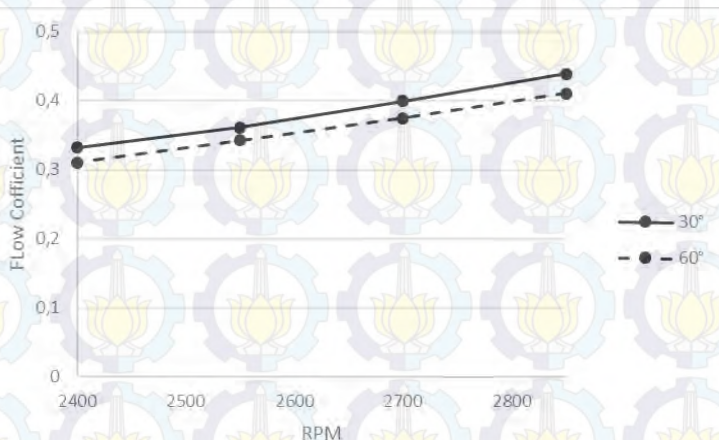


Gambar 4.7 Hasil Simulasi Alireza^[5] pada *Blade Setting Angle* 60°

4.2.6 Analisis Grafik *Flow Coefficient* Terhadap Kecepatan Putaran

Pada gambar 4.8 dapat dilihat pengaruh dari kecepatan putar terhadap *flow coefficient*, dimana semakin besar putaran maka semakin besar pula *flow coefficient*. Persamaan untuk flow

coefficient adalah $\phi = \frac{C_x}{U}$, perubahan dari kecepatan aksial terhadap putaran lebih besar dibandingkan perubahan kecepatan keliling terhadap putaran sehingga nilai *flow coefficient* akan naik. *Blade setting angle* 30° mempunyai *flow coefficient* yang lebih besar di tiap RPM jika dibandingkan dengan *blade setting angle* 60° , pada RPM 2850 sebesar 0,439 dan 0,41. Selanjutnya di RPM 2700 sebesar 0,42 dan 0,37, pada RPM 2550 sebesar 0,36 dan 0,34 lalu pada RPM 2400 sebesar 0,33 dan 0,31.



Gambar 4.8 Grafik *flow coefficient* terhadap kecepatan putaran

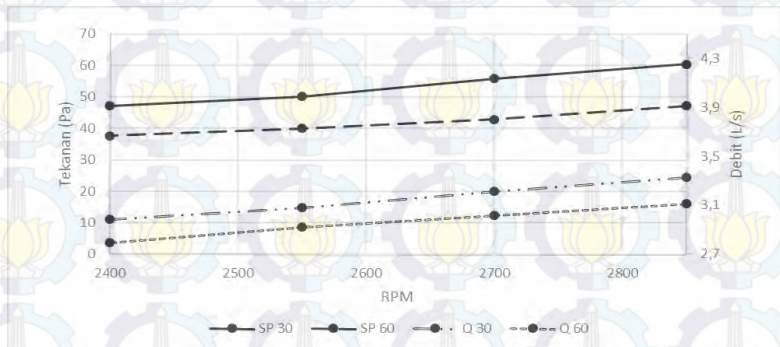
Dengan semakin besarnya *flow coefficient*, maka fan aksial tersebut akan menghasilkan debit yang lebih besar. Debit ditulis dengan persamaan $Q = C_x A_f$, dimana Q adalah debit dan A_f adalah luas penampang fan. Karena luas penampang fan sama, maka *blade setting angle* 30° mempunyai debit maksimal

yang lebih besar jika dibandingkan dengan *blade setting angle* 60° .

4.2.7 Analisis Karakteristik Utama

Grafik karakteristik utama menampilkan perubahan dari putaran terhadap tekanan statis dan debit yang dihasilkan. Sesuai dengan *fan law*, perubahan tekanan statis akan linear terhadap perubahan putaran yang dituliskan sebagai berikut $\frac{SP1}{SP2} = \frac{N1}{N2}$.

Pada grafik tekanan statis *blade setting angle* 30° , tren kenaikan sudah tepat hanya saja kurang terlihat linear. Sedangkan pada *blade setting angle* 60° grafik yang didapat sudah sesuai dengan dengan persamaan yang membentuk tren linear. Lalu pada tekanan statis dari *blade setting angle* 30° bernilai lebih besar dibandingkan dengan *blade setting angle* 60° .



Gambar 4.9 Grafik Karakteristik Utama

Pada grafik perubahan kecepatan putaran terhadap debit yang merupakan grafik polinomial derajat dua, dapat ditulis dengan persamaan sebagai berikut $\frac{Q1}{Q2} = \left(\frac{N1}{N2}\right)^2$. Tren yang terbentuk sudah tepat, yaitu semakin besar putaran maka debit

yang dihasilkan semakin besar. Hanya saja karena rentang kecepatan putar relatif sempit yaitu 2400 RPM hingga 2850 RPM, trendline grafik yang berbentuk polinomial derajat dua tidak terlihat dengan jelas. Pada RPM yang sama *blade setting angle* 30° menghasilkan debit yang lebih besar jika dibandingkan dengan *blade setting angle* 60° .



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan pembahasan pada bab-bab sebelumnya, dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut:

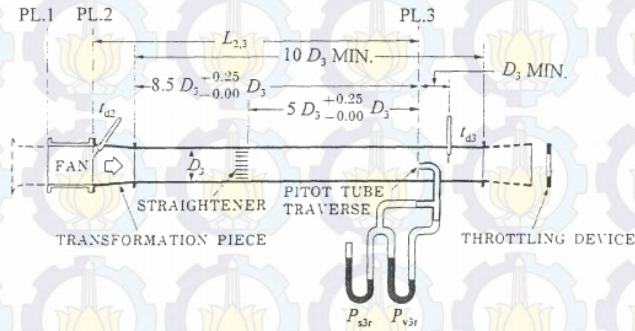
1. Semakin besar debit, maka tekanan yang terjadi akan semakin turun. Hal ini berlaku untuk tiap *blade setting angle* dan kecepatan putar.
2. Efisiensi yang dihasilkan *blade setting angle* 30° lebih baik yaitu berkisar 25%-30%, sedangkan untuk 60° hanya 6%-10%. Hal ini disebabkan pada *blade setting angle* 60° terdapat arus balik, ini mengindikasikan tidak meratanya kecepatan sepanjang *blade*.
3. Tekanan teoritis lebih besar dibandingkan dengan tekanan pengujian, kerugian tersebut dipengaruhi oleh beberapa hal yaitu *secondary flow*, *swirl*, getaran dan pada *blade setting angle* 60° terjadi aliran balik.
4. Dengan bertambahnya kecepatan putar, *flow coefficient* yang dihasilkan akan lebih besar. *Flow coefficient* akan mempengaruhi debit maksimal yang dihasilkan.
5. Pada karakteristik utama, semakin besar kecepatan putaran akan menghasilkan tekanan statis dan debit yang lebih besar. *Blade setting angle* 30° memiliki tekanan statis dan debit yang lebih besar dibandingkan dengan *blade setting angle* 60°.

5.2 Saran

Adapun saran yang didapatkan setelah melakukan penelitian ini adalah

1. Perlu diperhatikan perancangan sudu fan, harus mempunyai kecepatan yang sama sepanjang sudu. Ini akan memerlukan perbedaan blade setting angle sepanjang sudu.
2. Penelitian selanjutnya dapat diteruskan pada sudu yang mempunyai profil berbeda.

LAMPIRAN



NOTES

1. Dotted lines on fan inlet indicate an inlet bell and one equivalent duct diameter which may be used for inlet duct simulation. The duct friction shall not be considered.
2. Dotted lines on the outlet indicate a diffuser cone which may be used to approach more nearly free delivery.

FLOW AND PRESSURE FORMULAE

$$P_{v3} = \left(\frac{\Sigma \sqrt{P_{v3r}}}{n} \right)^2$$

$$*V_3 = \sqrt{2} \sqrt{\frac{P_{v3}}{\rho_3}}$$

$$Q_3 = V_3 A_3$$

$$Q = Q_3 \left(\frac{\rho_3}{\rho} \right)$$

$$P_{s3} = \frac{\Sigma P_{s3r}}{n}$$

$$P_v = P_{v3} \left(\frac{A_3}{A_2} \right)^2 \left(\frac{\rho_3}{\rho_2} \right)$$

$$P_{t1} = 0$$

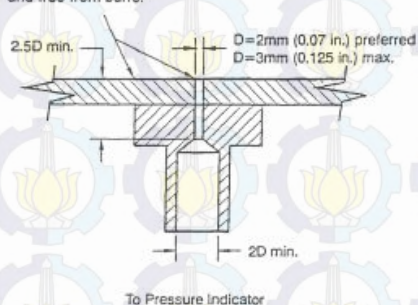
$$P_{t2} = P_{s3} + P_{v3} + f \left(\frac{L_{2,3}}{D_{h3}} + \frac{L_e}{D_{h3}} \right) P_{v3}$$

$$P_t = P_{t2} - P_{t1}$$

$$P_s = P_t - P_v$$

Lampiran 1 “Outlet Duct Setup”

Surface shall be smooth and free from irregularities within $20D$ of hole. Edge of hole shall be square and free from burrs.



NOTE: A 2 mm (0.07 in.) HOLE IS THE MAXIMUM SIZE WHICH WILL ALLOW SPACE FOR A SMOOTH SURFACE $20D$ FROM THE HOLE WHEN INSTALLED 38 mm (1.5 in.) FROM A PARTITION, SUCH AS IN FIGURES 9, 10, 11, 12, 15.

Figure 2A Static Pressure Tap

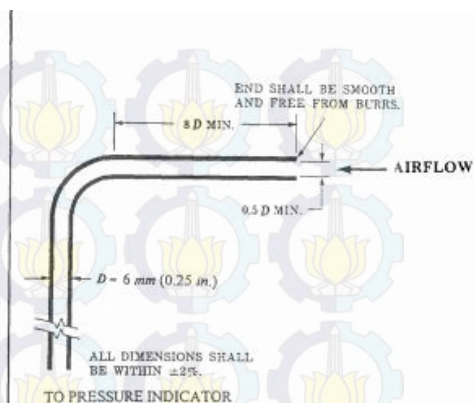
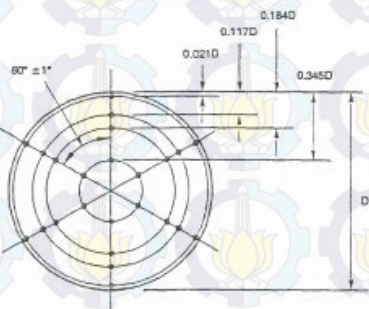


Figure 2B Total Pressure Tube

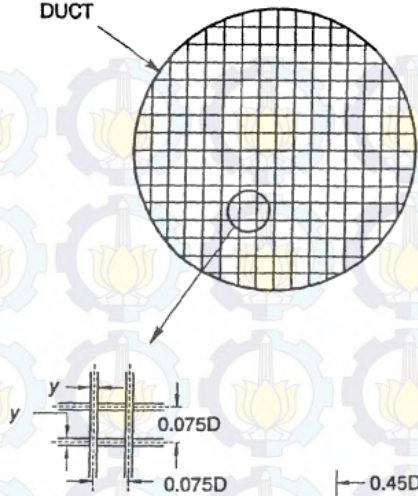


1. D IS THE AVERAGE OF FOUR MEASUREMENTS AT TRAVERSE PLANE AT 45° ANGLES MEASURED TO ACCURACY OF 0.2% D .
2. TRAVERSE DUCT SHALL BE ROUND WITHIN 0.5% D AT TRAVERSE PLANE AND FOR A DISTANCE OF 0.5 D ON EITHER SIDE OF TRAVERSE PLANE.
3. ALL PITOT POSITIONS $\pm 0.0025d$ RELATIVE TO INSIDE DUCT WALLS.

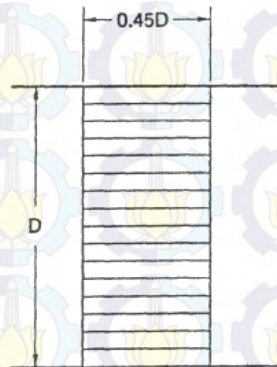
Figure 3 Traverse Points in a Round Duct

Lampiran 2 Pitot Tube dan Titik Pengujian

DUCT



NOTE: Cell sides shall be flat and straight. Where $y \geq 3 \text{ mm}$ (0.125 in.), the leading edge of each segment shall have a chamfer of 1.3 mm (0.05 in.) per side. The method of joining cell segments (such as tack welds) shall be kept to the minimum required for mechanical integrity and shall result in minimum protrusion into the fluid stream.



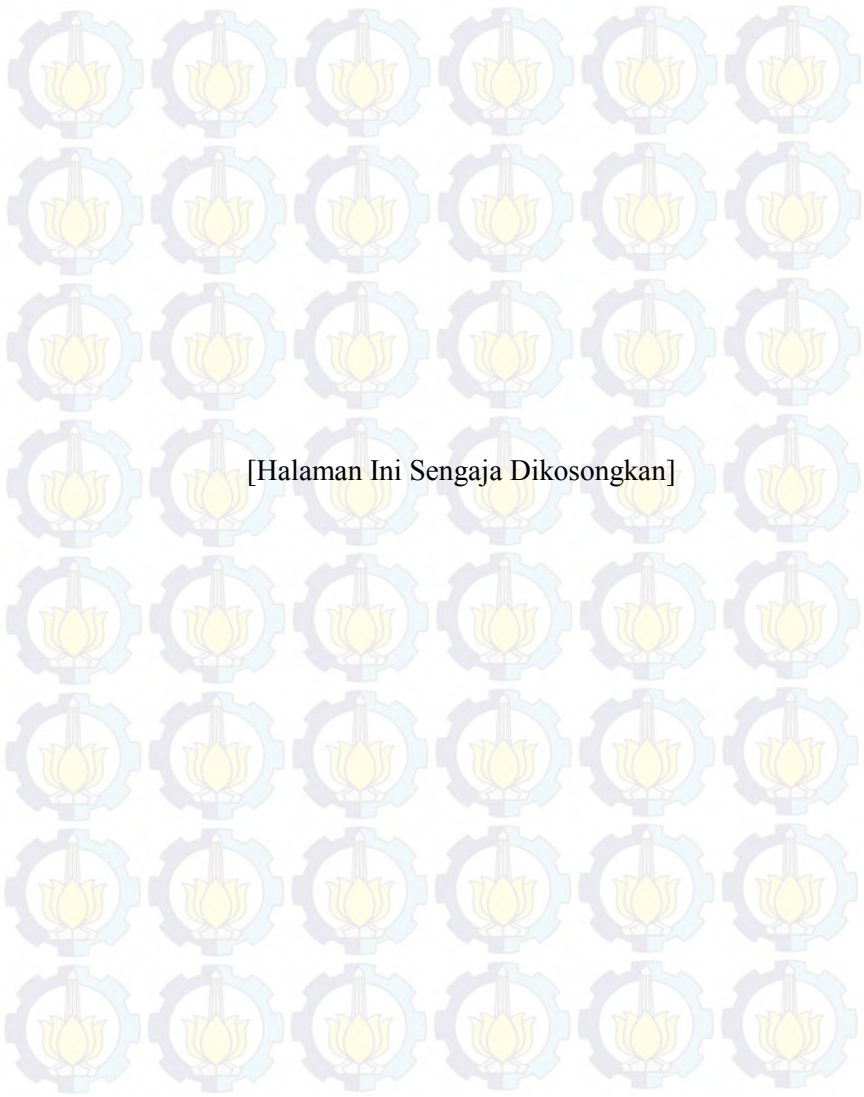
Lampiran 3 *Flow Straightener*



[Halaman Ini Sengaja Dikosongkan]

DAFTAR PUSTAKA

- [1] AMCA 210,. 2000. ***Laboratory Method of Testing Fans For Aerodynamic Peformance Rating***. Air Movement and Control Association International, Inc
- [2] Bleir, Frank P. 1998. ***Fan Handbook***. McGraw-Hill Companies Inc. New York.
- [3] Bloch, Heinz P. 1998. ***Process Plant Machinery***. Butterworth-Heinemann. Massachusets.
- [4] Bureau of Energy Efficiency (BEE). 2004. ***Energy Efficiency Guide Book***. Government of India.
- [5] Falahat, Aliereza. 2011. ***Numerical and Experimental Optimimization of Flow Coefficient in Tubeaxial Fan***. International Journal of Multidisciplinary Sciences and Engineering. London
- [6] Kokturk, Tolga. 2005. ***Design and Peformance Analysis of a Reversible Flow Fan***. Middle East Technical University. Ankara
- [7] Wallis, R A. 1961. ***Axial Flow Fans Design and Practice***. Academic Press Inc. New York.
- [8] Wallis, R A. 1983. ***Axial Flow Fans and Ducts***. John Wiley & Sons, Inc. New York.
- [9] Wang, Shan K. 2001. ***Handbook of Air Conditioning and Refrigeration***. McGraw-Hill Companies Inc. New York.
- [10] Yahya, S. M. 1997. ***Turbine Compressors and Fan***. Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited. New Delhi.



TENTANG PENULIS



Penulis memiliki nama lengkap Aditia Syamputra Tanjung, dilahirkan di Pontianak pada 21 Oktober 1993. Penulis merupakan anak kedua dari tiga bersaudara laki-laki dari pasangan Syamsuddin Tanjung dan Tri Irawati. Tuntutan pekerjaan orangtua mengharuskan penulis untuk pindah ke beberapa kota di Indonesia, pada jenjang sekolah dasar di SDI Harapan Ibu Jakarta lalu menempuh pendidikan menengah pertama di SMPN 1 Palembang. SMAN 3 Medan merupakan sekolah dimana penulis melanjutkan pendidikan tingkat

atas. Lalu mengenyam pendidikan sarjana teknik di jurusan teknik mesin FTI ITS Surabaya, dan diwisuda pada maret 2016.

Semasa kuliah, penulis mengambil bidang studi konversi energi pada laboratorium mekanika fluida. Penulis turut aktif mengikuti organisasi hingga akhirnya menjadi kepala divisi di Mesin ITS Autosport. Kegiatan kepanitiaan yang diikuti penulis berhubungan erat dengan otomotif dan energi, dimulai dari anggota, staff ahli, koordinator hingga menjadi pimpinan perlombaan. Prestasi tingkat regional beberapa kali diraih pada lomba olahraga otomotif, pada skala internasional penulis mewakili Indonesia dalam ajang World Solar Challenge 2015, yaitu lomba mobil tenaga surya yang diadakan di benua Australia. Pada bidang kewirausahaan, penulis cukup handal hingga mampu menjadi pendiri usaha mikro di bidang kerajinan kulit. Akademik tidak serta merta dilupakan, penulis aktif menjadi asisten laboratorium mekanika fluida. Penulis sangat berkeinginan untuk

nantinya dapat meniti karir di bidang energi. Penulis dapat dihubungi melalui surat elektronik dengan alamat aditiasyam@gmail.com , dan untuk profil lebih lengkap dapat dilihat pada halaman id.linkedin.com/in/aditiasyam.

